

UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS
FACULDADE DE ENGENHARIA - FAEN
ENGENHARIA DE ENERGIA

PEDRO HENRIQUE CASTRO ALVES

ANÁLISE MODAL E CARACTERIZAÇÃO
HIDROELETROMECHANICA DE UMA BANCADA
EXPERIMENTAL COM BOMBAS
FUNCIONANDO COMO TURBINAS

Dourados - MS
2026

PEDRO HENRIQUE CASTRO ALVES

**ANÁLISE MODAL E CARACTERIZAÇÃO
HIDROELETROMECHANICA DE UMA BANCADA
EXPERIMENTAL COM BOMBAS
FUNCIONANDO COMO TURBINAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Dr. Orlando Moreira Junior

Orientador

Área de concentração: 3.14.00.00-0 –
Engenharia de Energia

Dourados - MS

2026

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP).

A474a Alves, Pedro Henrique Castro

Análise Modal e Caracterização Hidroeletrromecânica de uma Bancada Experimental com Bombas Funcionando como Turbinas [recurso eletrônico] / Pedro Henrique Castro Alves. -- 2026. Arquivo em formato pdf.

Orientador: Orlando Moreira Junior.

TCC (Graduação em Engenharia de Energia)-Universidade Federal da Grande Dourados, 2026.

Disponível no Repositório Institucional da UFGD em:

<https://portal.ufgd.edu.br/setor/biblioteca/repositorio>

1. Bombas Funcionando como Turbina (BFT). 2. Hidrelétrica. 3. Turbinas Hidráulicas. 4. Análise Modal. 5. Eficiência energética. I. Moreira Junior, Orlando . II. Título.

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

©Direitos reservados. Permitido a reprodução parcial desde que citada a fonte.

PEDRO HENRIQUE CASTRO ALVES

ANÁLISE MODAL E CARACTERIZAÇÃO HIDROELETROMECAÂNICA DE UMA
BANCADA EXPERIMENTAL COM BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da
Universidade Federal da Grande Dourados.

Aprovada em 01 de 07 de 2026.

Dr. Orlando Moreira Junior - Orientador
Universidade Federal da Grande Dourados - UFGD

Me. José Carlos Venturin - Membro Examinador
Universidade Federal da Grande Dourados - UFGD

Me. Vinicius Zanardo Rodrigues - Membro Examinador
The Ohio State University

Dourados – MS

2026

Dedicatória.

Dedico todos estes anos de graduação, projetos, iniciação científica, congressos, artigos e aprendizado à minha mãe, ao meu pai, às minhas irmãs, aos meus avós e aos meus sobrinhos Conrado e Vívian, que sempre fizeram parte da minha caminhada e foram fonte de apoio e motivação sobre minhas escolhas.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à Deus, à minha mãe, por ser a base do meu alicerce, pelo apoio constante, pelo cuidado e por estar presente em todos os momentos da minha trajetória.

À minha família, aos meus avós e aos meus tios Zenaide e Tadeu, pelo incentivo, pelo carinho e por contribuírem de diferentes formas para que eu pudesse chegar até aqui.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Orlando Moreira Junior, pelas diversas orientações de pesquisas e ensino, pela confiança e pelas contribuições durante o desenvolvimento deste trabalho. Ao Vinicius Zanardo, pela confiança, orientações e aprendizado compartilhado.

Aos técnicos do curso de Engenharia de Energia, Jair, David e Sergio, pelo apoio prestado ao longo da graduação. Em especial, agradeço ao técnico José Carlos Venturin, por ajudar a conduzir, organizar, dar aulas práticas sobre máquinas de fluidos industriais e viabilizar a parte prática deste trabalho, além de ter se tornado um grande amigo durante esta etapa da minha vida. Sem sua participação, este trabalho não teria sido possível.

Aos meus amigos do grupo (P.I.R.O.W) Raquel, Otávio, Weslen e Iasmin; ao grupo Jambada, GADÃO, e também ao Maurício, que estiveram presentes durante a graduação, compartilhando momentos, memórias, trabalhos, risadas, desafios e aprendizados. Ademais, a todos meus amigos que durante toda minha vida me apoiaram fora da universidade.

À equipe Aracuã AeroDesign, que ao longo de quatro anos de projeto contribuiu diretamente para o meu amadurecimento e a minha formação profissional e se tornou uma família durante a graduação.

Ao Dr. Everton Vogel, por ter se tornado um grande amigo, colega de trabalho e mentor. Agradeço imensamente por todas as orientações, aprendizados, conselhos e projetos realizados, bem como pelos que ainda virão. Tudo isso me ajudou a evoluir em direção ao profissional que tanto almejo ser. Expresso também minha gratidão ao Dr. Clandio, pelo grande suporte e parceria durante todos esses anos de trabalho e desenvolvimento.

Aos professores Dr. Rodrigo Borges, Dr. Augusto Salomão, Dr. Ramon Silva e Dr. Áureo, pela confiança depositada em mim durante o desenvolvimento de diversos trabalhos e projetos ao longo da minha formação acadêmica.

Por fim, agradeço a todos que, direta ou indiretamente, fizeram parte dessa trajetória e contribuíram para a realização deste trabalho.

"As grandes coisas e as pequenas coisas não seguem as mesmas leis. Talvez nada possa ser mudado em larga escala, mas em pequena escala. Nós mudamos um grão de areia. E, com ele, o mundo inteiro."
Jantje Friese - Dark

RESUMO

Este trabalho apresenta o aprimoramento e a validação experimental de uma bancada modular para estudo de Bombas Funcionando como Turbinas (BFTs) acopladas a um alternador síncrono trifásico, com aplicação voltada à simulação laboratorial de sistemas hidrogeradores de pequeno porte. A pesquisa contemplou a reorganização física dos componentes, a definição do sistema de acoplamento mecânico, a montagem do circuito hidráulico, a instrumentação da bancada e a validação dinâmica da estrutura por análise modal experimental e avaliação vibracional operacional. Foram ensaiadas três BFTs, correspondentes aos modelos INI 40-250, INI 40-200 e INI 32-200, acionadas hidraulicamente por uma bomba funcionando como bomba (BFB) em circuito fechado. Os ensaios foram realizados em condição de vazio, sem carga elétrica conectada ao alternador, permitindo medir vazão, pressão de entrada, velocidade média do escoamento, rotação do conjunto BFT-alternador e tensão terminal em vazio. A partir desses dados, foram calculadas a altura hidráulica total, a potência hidráulica disponível, a frequência elétrica estimada e indicadores complementares de desempenho. Os resultados mostraram que a INI 40-200 apresentou a maior compatibilidade com a condição nominal do alternador, atingindo 1844 rpm, 226 V em vazio e frequência elétrica estimada de 61,47 Hz. A INI 32-200 atingiu 1606 rpm e a maior altura hidráulica calculada, enquanto a INI 40-250 alcançou 1440 rpm, permanecendo mais distante da rotação nominal. As potências hidráulicas máximas disponíveis foram de aproximadamente 1,73 kW, 1,69 kW e 1,55 kW para as BFTs INI 40-200, INI 32-200 e INI 40-250, respectivamente. A partir dessas potências e de rendimentos globais hipotéticos, estimou-se uma faixa preliminar de potência elétrica possível entre aproximadamente 0,45 kW e 1,00 kW, com valor de referência de 0,87 kW para a INI 40-200. Como não houve medição direta de torque nem operação com carga elétrica, a eficiência, a potência mecânica efetiva e a potência elétrica útil não foram determinadas experimentalmente. Assim, as estimativas de potência mecânica, torque e potência elétrica foram tratadas apenas por análise de sensibilidade com rendimentos assumidos. Conclui-se que a bancada foi validada como plataforma experimental para caracterização comparativa de BFTs em vazio, permitindo identificar limitações hidráulicas e eletromecânicas do conjunto e indicar a INI 40-200 como a alternativa mais promissora para ensaios futuros com carga elétrica.

Palavras-chave: Bombas funcionando como turbinas. Bancada experimental. Análise modal. Alternador síncrono. Microgeração hidrelétrica.

ABSTRACT

This work presents the improvement and experimental validation of a modular test bench for the study of Pumps as Turbines (PATs) coupled to a three-phase synchronous alternator, aimed at the laboratory simulation of small-scale hydrogenerator systems. The research included the physical reorganization of the components, the definition of the mechanical coupling system, the assembly of the hydraulic circuit, the instrumentation of the test bench, and the dynamic validation of the structure through experimental modal analysis and operational vibration assessment. Three PATs were tested, corresponding to the INI 40-250, INI 40-200, and INI 32-200 models, hydraulically driven by a pump operating as a pump in a closed circuit. The tests were carried out under no-load conditions, without an electrical load connected to the alternator, allowing the measurement of flow rate, inlet pressure, average flow velocity, rotational speed of the PAT-alternator set, and no-load terminal voltage. From these data, the total hydraulic head, available hydraulic power, estimated electrical frequency, and complementary performance indicators were calculated. The results showed that the INI 40-200 presented the best compatibility with the nominal condition of the alternator, reaching 1844 rpm, 226 V under no-load operation, and an estimated electrical frequency of 61.47 Hz. The INI 32-200 reached 1606 rpm and the highest calculated hydraulic head, while the INI 40-250 reached 1440 rpm, remaining farther from the nominal rotational speed. The maximum available hydraulic powers were approximately 1.73 kW, 1.69 kW, and 1.55 kW for the INI 40-200, INI 32-200, and INI 40-250 PATs, respectively. Based on these powers and hypothetical global efficiencies, a preliminary possible electrical power range between approximately 0.45 kW and 1.00 kW was estimated, with a reference value of 0.87 kW for the INI 40-200. Since no direct torque measurement or operation with electrical load was performed, the efficiency, effective mechanical power, and useful electrical power were not experimentally determined. Therefore, the estimates of mechanical power, torque, and electrical power were treated only through sensitivity analysis using assumed efficiencies. It is concluded that the test bench was validated as an experimental platform for the comparative characterization of PATs under no-load operation, allowing the identification of hydraulic and electromechanical limitations of the set and indicating the INI 40-200 as the most promising alternative for future tests with electrical load.

Keywords: Pumps as turbines. Experimental test bench. Modal analysis. Synchronous alternator. Small-scale hydropower generation.

RESUMEN

Este trabajo presenta el perfeccionamiento y la validación experimental de una bancada modular para el estudio de Bombas Funcionando como Turbinas (BFTs) acopladas a un alternador síncrono trifásico, con aplicación orientada a la simulación de laboratorio de sistemas hidrogenadores de pequeña escala. La investigación contempló la reorganización física de los componentes, la definición del sistema de acoplamiento mecánico, el montaje del circuito hidráulico, la instrumentación de la bancada y la validación dinámica de la estructura mediante análisis modal experimental y evaluación vibracional operacional. Se ensayaron tres BFTs, correspondientes a los modelos INI 40-250, INI 40-200 e INI 32-200, accionadas hidráulicamente por una bomba funcionando como bomba (BFB) en circuito cerrado. Los ensayos se realizaron en condición de vacío, sin carga eléctrica conectada al alternador, permitiendo medir caudal, presión de entrada, velocidad media del flujo, rotación del conjunto BFT-alternador y tensión terminal en vacío. A partir de estos datos, se calcularon la altura hidráulica total, la potencia hidráulica disponible, la frecuencia eléctrica estimada e indicadores complementarios de desempeño. Los resultados mostraron que la INI 40-200 presentó la mayor compatibilidad con la condición nominal del alternador, alcanzando 1844 rpm, 226 V en vacío y una frecuencia eléctrica estimada de 61,47 Hz. La INI 32-200 alcanzó 1606 rpm y la mayor altura hidráulica calculada, mientras que la INI 40-250 alcanzó 1440 rpm, permaneciendo más distante de la rotación nominal. Las potencias hidráulicas máximas disponibles fueron de aproximadamente 1,73 kW, 1,69 kW y 1,55 kW para las BFTs INI 40-200, INI 32-200 e INI 40-250, respectivamente. A partir de estas potencias y de rendimientos globales hipotéticos, se estimó una franja preliminar de potencia eléctrica posible entre aproximadamente 0,45 kW y 1,00 kW, con valor de referencia de 0,87 kW para la INI 40-200. Como no hubo medición directa de torque ni operación con carga eléctrica, la eficiencia, la potencia mecánica efectiva y la potencia eléctrica útil no fueron determinadas experimentalmente. Por lo tanto, las estimaciones de potencia mecánica, torque y potencia eléctrica fueron tratadas únicamente mediante análisis de sensibilidad con rendimientos asumidos. Se concluye que la bancada fue validada como plataforma experimental para la caracterización comparativa de BFTs en vacío, permitiendo identificar limitaciones hidráulicas y electromecánicas del conjunto e indicar la INI 40-200 como la alternativa más prometedora para ensayos futuros con carga eléctrica.

Palabras clave: Bombas funcionando como turbinas. Bancada experimental. Análisis modal. Alternador síncrono. Microgeneración hidroeléctrica.

LISTA DE FIGURAS

1	Diferença de operação entre BFB e BFT.	26
2	Princípio de funcionamento de um alternador síncrono trifásico.	34
3	Representação esquemática de uma usina hidrelétrica.	35
4	Diagrama esquemático das perdas em uma máquina de corrente alternada.	36
5	Exemplo de rotor de bomba danificada com rachaduras devido a cavitação.	38
6	Esquema metodológico para medição de vibração estática com martelo.	40
7	Exemplo de tratamento de dados de vibração pela Transformada de Fourier.	40
8	Diagrama esquemático do sistema da bancada experimental	44
9	BFB THEBE® modelo TH-50/250 MANCA, com potência nominal de 10 cv.	45
10	BFT IMBIL® modelo INI 32200, com potência nominal de 2 cv.	45
11	BFT IMBIL® modelo INI 40200, com potência nominal de 4 cv.	46
12	BFT IMBIL® modelo INI 40250, com potência nominal de 6 cv.	46
13	Inversor de frequência WEG modelo CFW08 utilizado no acionamento da BFB.	47
14	Alternador síncrono trifásico utilizado no sistema de conversão eletromecânica.	47
15	Configuração geral da bancada experimental, com destaque para a disposição da BFB, das BFTs e da região do alternador.	49
16	Alinhamento paralelo das BFTs e distância entre os eixos das bombas e do alternador.	50
17	Vista superior da bancada, com destaque para a região destinada ao trilho do alternador.	51
18	Primeira proposta para locomoção do alternador por meio de carrinho com plataforma e rodas.	51
19	Chapas metálicas utilizadas na construção do sistema de deslocamento do alternador.	52
20	Posicionamento das chapas sobre os trilhos da bancada, conforme modelagem em SolidWorks®.	53
21	Modelo tridimensional do sistema de deslocamento do alternador integrado à bancada.	53
22	Sistema de deslocamento do alternador instalado na bancada experimental.	54
23	Acoplamento elástico de borracha tipo cruzeta avaliado para conexão entre BFT e alternador.	55

24	Representação esquemática de condições de alinhamento correto e incorreto entre eixos de máquinas rotativas.	56
25	Exemplo de bloco de tecnil considerado para ajuste de altura das BFTs em relação ao eixo do alternador.	56
26	Juntas universais avaliadas para aplicação no acoplamento entre BFT e alternador.	57
27	Modelagem tridimensional da junta universal desenvolvida no SolidWorks® para aplicação no sistema de acoplamento.	58
28	Junta universal instalada entre o eixo da BFT e o eixo do alternador. .	58
29	Modelagem tridimensional da primeira etapa do projeto, com a disposição dos principais componentes da bancada.	59
30	Montagem final da primeira etapa do projeto experimental.	60
31	Instrumentos utilizados na análise modal experimental: martelo instrumentado e acelerômetro triaxial.	61
32	Regiões de impacto e posicionamento do acelerômetro na bancada experimental.	62
33	Sinais de força e aceleração no domínio do tempo para o ponto BaseBFB1.	62
34	FFT do primeiro impacto para as acelerações nos eixos Y e X no ponto BaseBFB1.	63
35	FRF estimada pelo método H_1 e coerência para o ponto BaseBFB1. . .	65
36	Curva de NPSH requerido da BFB THEBE® modelo TH 50/250 MANCA.	68
37	Diagrama de Moody utilizado para estimativa do fator de atrito em tubulações.	70
38	Representação tridimensional do circuito hidráulico da bancada experimental.	71
39	Vista superior da configuração do circuito hidráulico modelado em SolidWorks®.	72
40	Bucha de nylon com vedação de borracha instalada na sucção da BFB para conexão com a tubulação.	73
41	Tubulação de sucção da BFB construída em aço galvanizado de 4". .	74
42	Sistema hidráulico acoplado ao reservatório e à linha de recalque da bancada.	75
43	Sistema de retorno da água da BFT para o reservatório.	76
44	Montagem do circuito hidráulico de teste instalado na bancada experimental.	77
45	Sistema de recalque com mangueira reforçada acoplado à BFT de 2 cv.	78
46	Sistema de recalque com mangueira reforçada acoplado à BFT de 4 cv.	79
47	Sistema de recalque com mangueira reforçada acoplado à BFT de 6 cv.	79
48	Sistema de acoplamento de retorno da BFT.	80

49	Mapa esquemático dos principais riscos associados à operação da bancada experimental.	81
50	Proteção metálica instalada na região de acoplamento entre a BFT e o alternador.	84
51	Medidor ultrassônico portátil CAM-3000H.	85
52	Montagem do medidor ultrassônico portátil CAM-3000H na tubulação de sucção da bancada.	86
53	Medição da rotação do conjunto BFT-alternador com tacômetro óptico e fita refletiva fixada no eixo do alternador.	87
54	Medição da tensão elétrica em vazio nos terminais do alternador. . . .	88
55	Sistema final da bancada de BFT implementado.	94
56	Resumo do ensaio de impacto na região da base da BFB, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.	98
57	Resumo do ensaio de impacto na região da base das BFTs, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.	98
58	Resumo do ensaio de impacto na região do trilho do alternador, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.	99
59	Resumo do ensaio de impacto nas vigas laterais da bancada, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.	100
60	Função de resposta em frequência global da bancada metálica.	101
61	Comparação entre o modo simulado em 111,18 Hz e o pico experimental em 113,91 Hz associado à região do trilho do alternador e das vigas laterais.	103
62	FFT operacional obtida nas vigas laterais da bancada.	104
63	FFT operacional obtida na base das BFTs.	105
64	FFT operacional obtida na base da BFB.	105
65	FFT operacional obtida no trilho do alternador.	106
66	Reforço estrutural implementado na região do trilho do alternador. . .	107
67	Reforço estrutural implementado na região inferior de sustentação da BFB.	108
68	Rotação do conjunto BFT-alternador em função da frequência do inversor da BFB.	110
69	Vazão volumétrica em função da frequência do inversor da BFB. . . .	111
70	Pressão de entrada das BFTs em função da frequência do inversor da BFB.	112

71	Altura hidráulica total disponível nas BFTs em função da vazão volumétrica.	112
72	Potência hidráulica disponível nas BFTs em função da vazão volumétrica.	113
73	Rotação do conjunto BFT-alternador em função da vazão volumétrica para as três BFTs.	114
74	Tensão em vazio do alternador em função da vazão volumétrica.	115
75	Tensão em vazio do alternador em função da rotação do conjunto BFT-alternador.	116
76	Frequência elétrica estimada em função da rotação do conjunto BFT e alternador.	117
77	Potência mecânica estimada no eixo para rendimento assumido de 70%.	120
78	Torque estimado no eixo para rendimento assumido de 70%.	121

LISTA DE TABELAS

1	Dados de catálogo utilizados como referência para as BFTs avaliadas. .	45
2	Comparação entre frequências naturais simuladas e experimentais da bancada metálica.	101
3	Dados experimentais medidos nos ensaios em vazio das BFTs.	109
4	Rotação específica indicativa das BFTs no ponto experimental de maior rotação.	114
5	Resumo dos valores máximos obtidos nos ensaios em vazio.	118
6	Estimativa da condição hidráulica necessária para que as BFTs limitadas atinjam 1800 rpm.	122
7	Correção dos pontos experimentais de maior rotação para 1750 rpm. .	124
8	Estimativa da altura hidráulica equivalente necessária para operação em 1800 rpm.	124
9	Estimativa dos coeficientes aparentes de conversão para as BFTs avaliadas.	125
10	Estimativa preliminar da potência elétrica possível em ensaios com carga.	127

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A	Área interna da seção transversal da tubulação [m ²]
$A(\omega)$	Resposta em aceleração no domínio da frequência
D	Diâmetro interno da tubulação [m]
D_i	Diâmetro interno da tubulação [m]
D_s	Diâmetro interno da tubulação [m]
f	Frequência [Hz] ou fator de atrito de Darcy, conforme o contexto
f_e	Frequência elétrica estimada [Hz]
f_{inv}	Frequência de acionamento da BFB no inversor de frequência [Hz]
$F(\omega)$	Espectro da força aplicada
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
$G_{AA}(f)$	Autoespectro da aceleração
$G_{AF}(f)$	Espectro cruzado aceleração–força
$G_{FF}(f)$	Autoespectro da força
h	Perda de carga (altura de perda) [m]
h_f	Perda de carga total [m]
$h_{f,s}$	Perda de carga na linha de sucção [m]
H	Altura de queda líquida / altura geométrica [m]
$H(\omega)$	Função de resposta em frequência (forma geral)
H_1	Altura hidráulica total no ponto experimental de referência [m]
H_2	Altura hidráulica estimada para nova condição de rotação [m]
H_B	Altura no modo bomba [m]
$H_{BEP,BFB}$	Altura no ponto de melhor eficiência da bomba funcionando como bomba [m]
$H_{BEP,BFT}$	Altura estimada no ponto de melhor eficiência da bomba funcionando como turbina [m]
$H_{BEP,B}^{cat}$	Altura no ponto de melhor eficiência (BEP) da bomba, por catálogo [m]
H_{exp}	Altura hidráulica total medida no ponto experimental [m]
$H_k(f_i)$	FRF do arquivo k interpolada na frequência f_i
H_p	Altura equivalente de pressão [m.c.a.]
H_T	Altura no modo turbina [m]
H_t	Altura hidráulica total disponível na BFT [m]
H_{1800}	Altura hidráulica estimada para rotação de 1800 rpm [m]
$H_{T,1750}$	Altura hidráulica da turbina corrigida para 1750 rpm [m]
j	Unidade imaginária ($\sqrt{-1}$)
K	Coeficiente de perda localizada

k	Índice de frequência (DFT)
k_{ae}	Coeficiente adimensional de conversão de altura
k_{qe}	Coeficiente adimensional de conversão de vazão
k_h	Coeficiente de conversão (altura) obtido por comparação com catálogo
k_q	Coeficiente de conversão (vazão) obtido por comparação com catálogo
L	Comprimento do trecho de tubulação [m]
n	Rotação do eixo [rpm]
n_1	Rotação medida no ponto experimental de referência [rpm]
n_2	Rotação desejada ou estimada [rpm]
n_{exp}	Rotação medida experimentalmente [rpm]
n_{qA}	Rotação específica na convenção adotada
n_s	Rotação específica
n_T	Rotação em modo turbina [rpm]
n_{ref}	Rotação de referência [rpm]
N	Número total de amostras (DFT)
p	Número de polos da máquina elétrica
p_{ent}	Pressão de entrada da BFT [kgf/cm ²]
P	Pressão manométrica medida na entrada da BFT [Pa]
P_{atm}	Pressão atmosférica [Pa]
P_{in}	Pressão manométrica na entrada da BFT [Pa]
P_{out}	Pressão manométrica na saída da BFT [Pa]
P_h	Potência hidráulica disponível [W]
$P_{h,1}$	Potência hidráulica no ponto experimental de referência [W]
$P_{h,2}$	Potência hidráulica estimada para nova condição de rotação [W]
$P_{h,1800}$	Potência hidráulica estimada para rotação de 1800 rpm [W]
$P_{hidráulica}$	Potência hidráulica teórica disponível [W]
$P_{mecânica}$	Potência mecânica no eixo [W]
$P_{eixo,est}$	Potência mecânica estimada no eixo [W]
P_v	Pressão de vapor do líquido [Pa]
Q	Vazão volumétrica [m ³ /s]
Q_1	Vazão medida no ponto experimental de referência [m ³ /s]
Q_2	Vazão estimada para nova condição de rotação [m ³ /s]
Q_B	Vazão no modo bomba [m ³ /s]
$Q_{BEP,BFB}$	Vazão no ponto de melhor eficiência da bomba funcionando como bomba [m ³ /s]
$Q_{BEP,BFT}$	Vazão estimada no ponto de melhor eficiência da bomba funcionando como turbina [m ³ /s]
$Q_{BEP,B}^{cat}$	Vazão no ponto de melhor eficiência (BEP) da bomba, por catálogo [m ³ /h]
Q_{calc}	Vazão calculada a partir da velocidade média e da área interna [m ³ /s]

Q_{exp}	Vazão medida no ponto experimental [m ³ /s]
Q_{med}	Vazão fornecida pelo medidor ultrassônico [m ³ /s]
Q_T	Vazão no modo turbina [m ³ /s]
Q_{1800}	Vazão estimada para rotação de 1800 rpm [m ³ /s]
$Q_{T,1750}$	Vazão da turbina corrigida para 1750 rpm [m ³ /h]
Re	Número de Reynolds
S	Parâmetro de qualidade do sinal do medidor ultrassônico
T	Torque no eixo [N·m]
T_{est}	Torque estimado no eixo [N·m]
U	Velocidade média do fluido [m/s]
U_r	Velocidade relativa do fluido na entrada da bomba [m/s]
V	Velocidade média do escoamento [m/s]
V_0	Tensão elétrica em vazio [V]
V_{in}	Velocidade média do escoamento na entrada da BFT [m/s]
V_{med}	Velocidade média medida pelo medidor ultrassônico [m/s]
V_{out}	Velocidade média do escoamento na saída da BFT [m/s]
v_m	Velocidade média medida do escoamento [m/s]
$x(n)$	Sinal no instante n (DFT)
$X(\omega)$	Resposta espectral no domínio da frequência
$X(k)$	Componente espectral na frequência k (DFT)
z_{in}	Cota geométrica da seção de entrada da BFT [m]
z_{out}	Cota geométrica da seção de saída da BFT [m]
z_s	Altura geométrica (nível livre do reservatório em relação ao eixo) [m]

Letras gregas

Δ	Varição (diferença) entre grandezas
ΔH	Altura hidráulica adicional estimada [m]
ΔQ	Diferença percentual absoluta entre vazões [%]
η	Rendimento (eficiência)
η_{BFB}	Rendimento da bomba funcionando como bomba
η_{BFT}	Rendimento da BFT (assumido/hipotético)
γ	Peso específico da água [N/m ³]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ω	Frequência angular / velocidade angular [rad/s]
π	Constante pi
ρ	Densidade do fluido [kg/m ³]

Notações especiais

$\gamma^2(f)$	Coerência entre entrada e saída
---------------	---------------------------------

$\overline{H}(f_i)$	FRF média na frequência f_i
$FRF(\omega)$	Função de resposta em frequência
$H_1(f)$	Estimador H_1 da função de resposta em frequência
$NPSH_d$	Net Positive Suction Head disponível [m]
$NPSH_r$	Net Positive Suction Head requerido [m]
ΣK	Somatório dos coeficientes de perda localizada

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	Objetivos	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Pequenas Centrais hidrelétricas e Turbinas convencionais	24
2.2	Bombas Funcionando como Turbinas	25
2.2.1	Eficiência e Fatores de Influência	28
2.2.2	Vantagens e Limitações das BFTs	30
2.2.3	Conversão de curvas bomba → turbina	32
2.2.4	Coeficientes de altura e de vazão	33
2.3	Alternadores em Sistemas Hidrogeradores	33
2.4	Dimensionamento de Sistemas de Tubulação em Circuitos Hidromecânicos	36
2.4.1	Velocidade do Escoamento	36
2.4.2	Cálculo das Perdas de Carga	37
2.4.3	NPSH e cavitação	37
2.4.4	Aplicações Práticas em Bancadas com BFTs	39
2.5	Análise modal	39
3	METODOLOGIA	43
3.1	Caracterização da bancada experimental	43
3.2	Aprimoramento estrutural e distribuição dos componentes .	48
3.2.1	Distribuição da BFB e das BFTs	48
3.2.2	Região do alternador e sistema de deslocamento	50
3.3	Sistema de acoplamento BFT-alternador	54
3.3.1	Acoplamento elástico de borracha tipo cruzeta	55
3.3.2	Acoplamento por junta universal tipo Cardan	57
3.4	Validação dinâmica por análise modal experimental	60
3.5	Dimensionamento e instalação do circuito hidráulico	66
3.5.1	Dados operacionais da BFB	67
3.5.2	Avaliação do NPSH disponível	68
3.5.3	Modelagem e configuração do circuito	71
3.5.4	Instalação física das tubulações	72
3.5.4.1	Adequação modular da linha de recalque	77
3.6	Procedimentos de segurança operacional	80
3.7	Instrumentação e procedimento experimental	84
3.7.1	Medidor de Vazão Ultrassônico	85
3.7.2	Manômetro	86

3.7.3	Tacômetro	87
3.7.4	Multímetro	87
3.8	Tratamento dos dados	88
3.8.1	Estimativa preliminar da potência elétrica em operação com carga . . .	94
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	97
4.1	Validação dinâmica da bancada metálica	97
4.1.1	Análise modal experimental	97
4.1.2	Análise vibracional operacional	104
4.1.3	Reforços estruturais implementados	107
4.2	Caracterização hidráulica das BFTs em condição de vazio	108
4.3	Comissionamento eletromecânico em vazio	115
4.3.1	Análise de sensibilidade da potência mecânica e do torque	118
4.4	Estimativa da condição hidráulica necessária para atingir a rotação nominal	122
4.5	Correção por rotação e estimativa dos coeficientes de conversão	123
4.6	Estimativa preliminar da potência elétrica em operação com carga . . .	127
5	CONCLUSÃO	129
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS . .	131
	REFERÊNCIAS	132
	ANEXO A - Quadro ilustrativo de diagnóstico de vibração . .	137

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda por fontes alternativas de energia elétrica, associada à necessidade de atender regiões remotas ou fora do alcance da rede convencional, tem impulsionado o desenvolvimento de tecnologias voltadas à geração descentralizada. Nesse cenário, as Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCHs) e Microcentrais Hidrelétricas (MCHs) têm se consolidado como soluções estratégicas, sobretudo por apresentarem menor impacto ambiental, maior agilidade na implantação e custos inferiores em comparação às grandes usinas (BALARIM et al., 2004).

A relevância dessas unidades é evidenciada por sua presença crescente na matriz energética brasileira. Atualmente, o país conta com cerca de 428 PCHs em operação, totalizando aproximadamente 5.833,8 MW de potência instalada, o que representa 3% da capacidade do parque gerador nacional (ABRAPCH, 2026). Considerando também as Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGHs), com potência inferior a 5 MW, a geração hídrica de pequeno porte alcança 6.690 MW (ABRAPCH, 2026). Além disso, 32 PCHs estão em construção (456,1 MW), e outras 60 unidades já possuem outorga para implantação (765,2 MW), indicando um crescimento potencial que eleva a capacidade instalada para cerca de 7.922 MW, sendo um valor comparável à potência da UHE Tucuruí (8.370 MW) (ABRAPCH, 2026). Projeções do Plano Decenal de Expansão de Energia 2030 apontam que a capacidade das PCHs deve atingir 8.900 MW até o fim da década (EPE, 2021), sendo que o potencial técnico remanescente ainda disponível no Brasil é estimado em aproximadamente 14.000 MW (ABRAPCH, 2026).

Entretanto, a expansão desse segmento enfrenta obstáculos técnicos e econômicos, especialmente relacionados ao alto custo e à complexidade dos equipamentos hidráulicos convencionais, como as turbinas projetadas especificamente para conversão de energia. Esses equipamentos normalmente exigem projeto compatível com a queda, a vazão e o regime operacional do aproveitamento hidráulico, o que aumenta a complexidade de implantação e pode limitar sua aplicação em sistemas isolados, bancadas experimentais e projetos de baixo orçamento. Diante disso, alternativas de menor custo e maior disponibilidade comercial têm sido investigadas para aplicações hidroenergéticas de pequena escala (NOGUEIRA, 1990) (RODRIGUES, 2021).

Entre essas alternativas, destaca-se o uso de Bombas Funcionando como Turbinas (BFTs), que consiste na operação reversa de bombas centrífugas comerciais para conversão de energia hidráulica em energia mecânica de rotação. Nessa condição, o escoamento atravessa a máquina em sentido inverso ao regime de bombeamento, transferindo energia ao rotor e permitindo o acionamento de um gerador ou alternador. Essa técnica apresenta

vantagens como menor custo de aquisição, facilidade de manutenção, ampla disponibilidade no mercado e aplicabilidade em projetos de pequena escala, ensino e pesquisa (RODRIGUES, 2021) (VIANA, 1987) (JÚNIOR, 2013).

Apesar dessas vantagens, a aplicação de BFTs exige validação experimental, pois bombas centrífugas não são originalmente projetadas para operar como turbinas. A inversão do escoamento modifica as condições hidráulicas internas, altera as perdas no rotor e na voluta e desloca o ponto de operação em relação ao regime convencional de bomba (WILLIAMS, 2003). Além disso, quando integradas a bancadas experimentais, BFTs, acoplamentos e alternadores introduzem excitações dinâmicas que podem afetar a estrutura, o alinhamento entre eixos e a confiabilidade das medições. Assim, a análise estrutural estática da bancada deve ser complementada por uma avaliação dinâmica e operacional.

1.1 Objetivos

O presente trabalho propõe o aprimoramento e a validação experimental de uma bancada modular para testes com BFTs acopladas a um alternador síncrono trifásico, simulando as condições operacionais de um sistema hidrogerador de pequeno porte. A proposta envolve o reforço estrutural da bancada, a realização de análise modal experimental, o desenvolvimento do sistema hidráulico e a instrumentação para coleta e tratamento de dados hidráulicos e eletromecânicos. O estudo dá continuidade à pesquisa de (RODRIGUES, 2021), que projetou a bancada original com base em análises estáticas, agora complementada por avaliações dinâmicas e ensaios operacionais em vazio. Com isso, busca-se validar a estrutura como plataforma experimental para estudos com BFTs e avaliar as limitações hidráulicas e eletromecânicas do conjunto BFB, BFT e alternador.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Pequenas Centrais hidrelétricas e Turbinas convencionais

Para fundamentar o desenvolvimento da bancada experimental com bombas funcionando como turbinas, são revisados inicialmente os conceitos associados às Pequenas Centrais Hidrelétricas, às Microcentrais Hidráulicas e às Turbinas Hidráulicas convencionais. Esses sistemas são relevantes para a geração descentralizada por permitirem o aproveitamento de quedas d'água naturais ou artificiais em regiões isoladas ou com menor disponibilidade de infraestrutura elétrica (BRAGANTINI, 2012); (CAVAZZINI et al., 2016).

A literatura aponta que sistemas hidrelétricos de pequeno porte podem contribuir para a diversificação da matriz elétrica, porém sua implantação ainda enfrenta restrições técnicas e econômicas quando depende de turbinas convencionais. Isso ocorre porque turbinas como Francis, Kaplan e Pelton foram historicamente desenvolvidas para aplicações com condições hidráulicas bem definidas, exigindo seleção compatível com a altura de queda, a vazão disponível e a velocidade específica do aproveitamento (PAISH, 2002); (U.S. Department of Energy, 2021); (HENN, 2016).

A turbina Francis é geralmente associada a quedas médias e escoamento misto, enquanto a Kaplan é aplicada em baixas quedas e altas vazões devido ao escoamento axial e à possibilidade de ajuste das pás. A Pelton, por sua vez, opera como turbina de ação, sendo indicada para quedas elevadas e vazões reduzidas, pois a energia potencial da água é convertida em energia cinética antes de atingir o rotor (HENN, 2016); (VINAGRE et al., 2016), (ELBATRAN et al., 2015). Dessa forma, a seleção da turbina depende diretamente das condições hidráulicas disponíveis e dos objetivos do sistema, o que pode limitar sua aplicação em projetos experimentais, educacionais ou de baixo orçamento.

Apesar do desempenho consolidado, o uso de turbinas convencionais em sistemas de menor porte pode ser limitado pelo custo de fabricação, pela necessidade de manutenção especializada e pela menor disponibilidade comercial de unidades adaptadas a baixas potências (VILLEGAS, 2013); (WILLIAMS, 2003); (POLAKOVA; POLAK, 2016). Além disso, projetos experimentais e sistemas de baixo orçamento nem sempre permitem ajustar a queda, a vazão e a rotação específica às condições ideais de operação dessas máquinas. Nesses casos, a necessidade de fabricação sob demanda ou de adaptações específicas pode comprometer a viabilidade econômica do sistema.

O desempenho de uma turbina hidráulica é afetado pelas perdas hidráulicas, volumétricas e mecânicas que ocorrem durante a conversão de energia. As perdas hidráulicas

estão associadas ao atrito e à turbulência no escoamento, as volumétricas decorrem de vazamentos internos e as mecânicas estão relacionadas ao atrito em mancais, vedações e acoplamentos. Dessa forma, o rendimento global pode ser expresso pela razão entre a potência mecânica obtida no eixo e a potência hidráulica disponível no escoamento, conforme a Equação 2.1 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$\eta = \frac{P_{\text{mecânica}}}{P_{\text{hidráulica}}} = \frac{T \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (2.1)$$

em que:

- T é o torque no eixo da turbina [N·m];
- ω é a velocidade angular [rad/s];
- ρ é a densidade da água [~ 1000 kg/m³];
- g é a aceleração da gravidade [9,81 m/s²];
- Q é a vazão volumétrica [m³/s];
- H é a altura de queda líquida [m].

Diante dessas limitações, a literatura tem investigado alternativas que conciliem menor custo, simplicidade construtiva e desempenho adequado para aplicações hidroenergéticas de pequena escala. Nesse contexto, inserem-se as bombas centrífugas operando como turbinas (BFTs), cuja aplicação tem sido analisada em estudos de viabilidade técnica e em sistemas de microgeração em diferentes países, incluindo Brasil, Nepal e Índia ((BRAGANTINI, 2012); (VILLEGAS, 2013); (POLAKOVA; POLAK, 2016)).

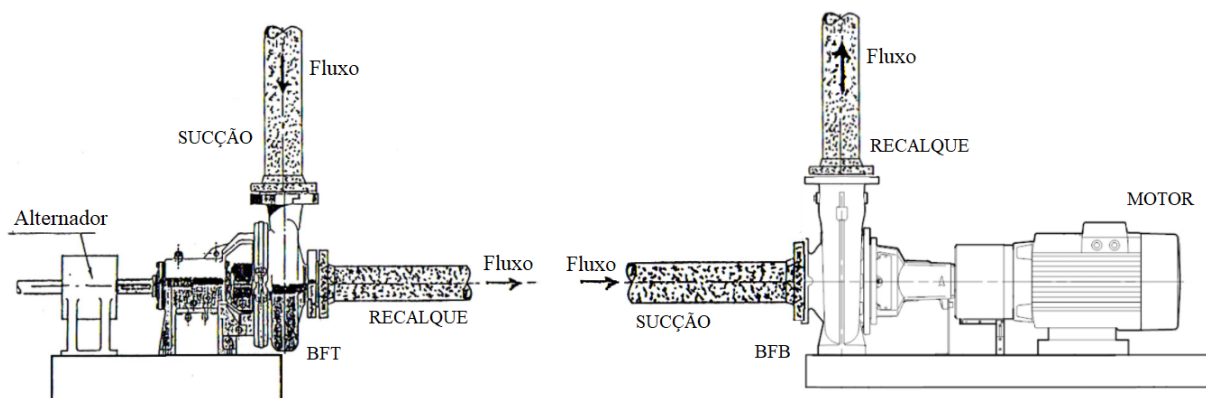
2.2 Bombas Funcionando como Turbinas

A revisão sobre bombas funcionando como turbinas fundamenta a escolha dessa tecnologia como alternativa às turbinas hidráulicas convencionais em sistemas de pequeno porte. Os primeiros estudos sobre o tema são atribuídos a Thoma e Kittredge, segundo (Frenk, 1994), que demonstraram a possibilidade de operar bombas centrífugas em regime reverso. (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992), (VIANA, 1987) e (NOGUEIRA, 1990) consolidaram critérios de seleção e análise experimental, indicando que bombas comerciais podem apresentar desempenho satisfatório no modo turbina quando operam em condições hidráulicas compatíveis.

Em uma bomba centrífuga convencional, o rotor recebe potência mecânica de um motor e transfere energia ao fluido, elevando sua pressão e promovendo o escoamento. No modo turbina, o processo ocorre em sentido inverso. O escoamento pressurizado entra

na máquina, transfere energia ao rotor e produz potência mecânica no eixo, que pode ser utilizada para acionar um alternador ou gerador. Essa diferença de operação entre a bomba funcionando como bomba (BFB) e a bomba funcionando como turbina (BFT) é apresentada na Figura 1.

Figura 1 – Diferença de operação entre BFB e BFT.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em aplicações de campo, a energia hidráulica fornecida à BFT pode ser obtida a partir de quedas d'água naturais ou artificiais. Em bancadas laboratoriais, essa condição pode ser simulada por meio de uma BFB, responsável por fornecer vazão e pressão à BFT em circuito fechado. Essa configuração permite controlar as condições de ensaio, reduzir a dependência de desníveis topográficos e avaliar o comportamento hidráulico e mecânico do conjunto em ambiente experimental (RODRIGUES, 2021). Além disso, o uso de bombas comerciais favorece a reposição de componentes, a manutenção e a adaptação do sistema a diferentes faixas de potência (VIANA, 1987); (WILLIAMS, 2003).

Os estudos de (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992) são relevantes por sistematizarem critérios de seleção, faixas operacionais, comportamento de curvas características, riscos de cavitação e estimativas de rendimento para bombas operando em regime reverso. De modo geral, a seleção de uma BFT exige compatibilizar a vazão, a altura hidráulica disponível, a rotação e a geometria da bomba. Essa compatibilização é necessária porque a bomba não foi originalmente projetada para operar como turbina, o que altera o campo de velocidades no rotor, modifica as perdas internas e desloca o ponto de melhor operação em relação ao regime convencional de bombeamento.

Segundo (VIANA, 1987), (NOGUEIRA, 1990), (SHARMA, 1985) e (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992), a previsão do comportamento de uma bomba no modo turbina pode ser feita por correlações empíricas ou por ensaios experimentais. Em geral, para uma bomba operar de forma adequada como turbina, a condição de operação em regime reverso tende a exigir vazão e altura hidráulica superiores às correspondentes no ponto de melhor eficiência como bomba. Esse aumento ocorre porque o escoamento

reverso encontra perdas adicionais no rotor e na carcaça, exigindo maior energia hidráulica disponível para produzir a mesma condição de rotação e potência no eixo (VIANA, 1987).

A rotação específica é um parâmetro utilizado para relacionar a geometria da máquina com sua condição hidráulica de operação. Em estudos com BFTs, esse parâmetro auxilia na comparação entre bombas de diferentes dimensões e na interpretação do tipo de escoamento predominante. A rotação específica pode ser expressa pela Equação 2.2 (VIANA, 1987) (WILLIAMS, 2003).

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.2)$$

em que:

- n é a rotação do eixo [rpm];
- Q é a vazão volumétrica [m^3/s];
- H é a altura líquida de queda [m].

Valores reduzidos de rotação específica estão associados a máquinas indicadas para maiores alturas e menores vazões, enquanto valores elevados indicam maior compatibilidade com baixas alturas e maiores vazões. Dessa forma, o parâmetro permite aproximar o comportamento da BFT ao de famílias de turbinas convencionais, como Pelton, Francis ou Kaplan, de acordo com o regime hidráulico analisado (Martinez et al., 2009; (SHARMA, 1985) e (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992).

A potência hidráulica disponível no escoamento representa a energia fornecida ao sistema por unidade de tempo. Segundo (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992), (ÇENGEL; CIMBALA, 2007) e (FERREIRA, 2018), essa potência pode ser estimada pela Equação 2.3.

$$P_{\text{hidráulica}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2.3)$$

em que:

- $P_{\text{hidráulica}}$ é a potência hidráulica teórica [W];
- ρ é a densidade do fluido [kg/m^3];
- g é a aceleração da gravidade [m/s^2];
- Q é a vazão volumétrica [m^3/s];
- H é a altura líquida de queda [m].

No regime de geração, parte dessa potência hidráulica é convertida em potência mecânica no eixo da BFT. Essa potência depende do torque transmitido e da velocidade angular, conforme a Equação 2.4 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$P_{\text{mecânica}} = T \cdot \omega \quad (2.4)$$

em que:

- $P_{\text{mecânica}}$ é a potência no eixo da BFT [W];
- T é o torque transmitido no eixo [N·m];
- ω é a velocidade angular [rad/s], dada por $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$;
- n é a rotação do eixo [rpm].

A comparação entre a potência hidráulica disponível e a potência mecânica extraída permite determinar o rendimento da BFT quando há medição direta de torque no eixo. No presente trabalho, essa relação é utilizada como base conceitual para a análise energética do sistema, enquanto a potência mecânica e o torque são tratados por análise de sensibilidade, uma vez que os ensaios realizados não incluíram medição direta de torque nem operação com carga elétrica conectada ao alternador.

2.2.1 Eficiência e Fatores de Influência

A eficiência operacional das BFTs se situa, em geral, entre 60% e 80%, dependendo da correta seleção hidráulica, das condições de operação e da integração mecânica com os demais componentes do sistema. Segundo (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992) e (POLAKOVA; POLAK, 2016), o desempenho hidráulico em regime reverso está condicionado a uma série de variáveis interdependentes, que afetam diretamente a conversão da energia hidráulica em energia mecânica rotacional. Entre os fatores mais relevantes destacam-se:

- **Geometria do rotor:** bombas com rotores radiais puros ou de escoamento misto apresentam comportamento mais próximo ao de turbinas Francis, com menores perdas de carga e melhor adaptação ao regime reverso (BRAGANTINI, 2012);
- **Diâmetro e perfil da voluta:** influenciam a recuperação de pressão e o escoamento interno;
- **Alinhamento mecânico do eixo:** desalinhamentos entre a bomba e o gerador provocam esforços radiais indesejados, aumentando as perdas mecânicas por atrito nos mancais e reduzindo a eficiência global (SKF, 2026);

- **Atrito em componentes rotativos:** perdas associadas a mancais, gaxetas, selos mecânicos e acoplamentos afetam o balanço energético, sobretudo em configurações adaptadas e não otimizadas (POLAKOVA; POLAK, 2016);
- **Condições de cavitação:** pressões internas abaixo do valor crítico de vapor podem induzir cavitação, comprometendo a integridade das superfícies hidráulicas e provocando erosão, ruído e redução de desempenho, discutidos no capítulo 2.4.3;
- **Qualidade do acoplamento ao gerador:** especialmente em experimentos com acoplamentos rígidos.

Além disso, as curvas características reais da bomba podem diferir significativamente das curvas invertidas estimadas teoricamente, sendo frequentemente necessária a realização de testes experimentais para validação dos parâmetros (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992).

O que permite analisar o comportamento e desempenho hidráulico de bombas operando em regime reverso é a obtenção das curvas características que exprimem a resposta do sistema sob diferentes condições de operação, dimensionamento e otimização energética. Segundo (BRAGANTINI, 2012), a operação da bomba como turbina altera significativamente os perfis hidráulicos, exigindo, portanto, uma caracterização empírica obtida por meio de ensaios controlados.

As principais curvas utilizadas em estudos de BFT incluem:

- Curva Vazão-Altura (Q-H):** Representa a correlação entre a vazão escoada e a altura de queda hidráulica disponível na entrada da turbina. Durante a operação da BFT, verifica-se a redução da altura de queda à medida que a vazão aumenta, em decorrência da conversão de energia de pressão em energia mecânica e do acréscimo das perdas hidráulicas (BRAGANTINI, 2012).
- Curva Vazão-Eficiência (Q- η):** Indica a variação do rendimento hidráulico em função da vazão. Permite a identificação do ponto de melhor eficiência (BEP), condição em que a turbina apresenta maior aproveitamento energético.
- Curva Vazão-Potência (Q-P):** Apresenta a relação entre a potência gerada no eixo e a vazão. Sua análise é utilizada no dimensionamento da unidade geradora e na previsão da produção de energia.

Neste trabalho, a investigação foi conduzida em ambiente laboratorial, sem disponibilidade de queda d'água natural ou desnível topográfico para alimentação direta da BFT. Por esse motivo, adotou-se um circuito fechado no qual uma bomba funcionando como

bomba (BFB) foi responsável por fornecer vazão e pressão à BFT, simulando a condição hidráulica BFB necessária à operação em regime reverso.

Essa configuração permite controlar as variáveis de ensaio e obter dados para a construção de curvas hidráulicas e eletromecânicas em bancada. No presente estudo, foram medidas a vazão, a pressão de entrada da BFT, a rotação do eixo e a tensão em vazio do alternador. A metodologia segue a lógica observada em estudos laboratoriais com BFTs, como os de (VILLEGAS, 2013), (BRAGANTINI, 2012) e (PERES, 2011), nos quais sistemas com simulação de carga hidráulica foram empregados para avaliar o comportamento de bombas operando em regime reverso.

A caracterização completa de uma BFT normalmente envolve curvas experimentais que relacionam vazão, altura hidráulica, rotação, potência e eficiência. Em ensaios completos, a curva vazão eficiência permite identificar o ponto de melhor eficiência da máquina, enquanto as curvas vazão altura e vazão potência descrevem a resposta hidráulica e energética do sistema. Neste trabalho, como os ensaios foram conduzidos em vazio, sem medição direta de torque e sem carga elétrica conectada ao alternador, não foi possível determinar experimentalmente a eficiência da BFT. Assim, a análise concentrou-se nas curvas hidráulicas e eletromecânicas obtidas em bancada, enquanto a potência mecânica e o torque foram avaliados apenas por análise de sensibilidade.

2.2.2 Vantagens e Limitações das BFTs

As BFTs oferecem uma série de vantagens práticas e econômicas que as tornam especialmente atrativas em projetos de microgeração. Conforme retratado por (RODRIGUES, 2021), podem ser resumidos nos seguintes pontos:

- **Baixo custo de aquisição:** ao contrário das turbinas hidráulicas convencionais, cuja fabricação requer projeto sob medida, materiais especiais e processos de usinagem de alta precisão, as bombas centrífugas são produzidas em larga escala e apresentam custos significativamente inferiores, reduzindo substancialmente o investimento inicial do sistema;
- **Ampla disponibilidade comercial:** diversos modelos e faixas de potência de bombas industriais podem ser encontrados no mercado nacional o que facilita a reposição de componentes e a adaptação do projeto a variações de carga hidráulica ou orçamento;
- **Facilidade de instalação e manutenção:** por se tratarem de equipamentos padronizados, as BFTs podem ser montadas utilizando técnicas e ferramentas convencionais de mecânica e hidráulica, sem a necessidade de treinamento especializado ou instrumentação complexa;

- **Compatibilidade com sistemas isolados, experimentais ou educativos:** como no caso da bancada desenvolvida por (RODRIGUES, 2021), em que se demonstrou a viabilidade de montagem de um sistema completo com múltiplas BFTs interconectadas a um gerador via acoplamento mecânico;
- **Flexibilidade para ajustes operacionais e troca de bombas:** a estrutura modular da bancada permite testar diferentes geometrias de rotores e comparar o desempenho de bombas de distintas potências.

Contudo, as limitações das BFTs também devem ser reconhecidas, especialmente no que se refere à eficiência e ao controle operacional. As bombas não foram projetadas originalmente para operar em regime reverso, o que implica perdas associadas à hidráulica interna, à geometria não otimizada e à ausência de dispositivos de regulagem.

As principais limitações identificadas na literatura e no trabalho de (RODRIGUES, 2021) incluem:

- **Rendimento inferior** ao de turbinas convencionais, especialmente fora do ponto ótimo de operação (eficiências entre 60% e 80%);
- **Ausência de sistemas de regulação hidráulica automática** (como pás ajustáveis ou distribuidores móveis), o que limita a adaptação a variações de carga;
- **Dificuldade na predição do desempenho** a partir de curvas de bomba convencionais, exigindo testes experimentais para validação;
- **Necessidade de compensações mecânicas**, como o uso de calços, buchas ou juntas universais, para adequar o alinhamento entre bomba e gerador, conforme demonstrado na adaptação feita para a bomba IMBIL 40250 (??);
- **Influência significativa de fatores mecânicos secundários**, como vibração, acoplamento e rigidez estrutural, que impactam a estabilidade do sistema em operação contínua.

A análise integrada dessas vantagens e restrições revela que, embora as BFTs não substituam completamente as turbinas convencionais em termos de desempenho hidráulico e flexibilidade operacional, representam uma solução funcional, econômica e tecnicamente viável para aplicações de microgeração. Neste contexto, o presente trabalho contribui de forma significativa ao demonstrar experimentalmente o desempenho comparativo de três BFTs com diferentes potências nominais (2, 4 e 6 cv), utilizando um único alternador acoplado em estrutura modular e móvel. A concepção e construção da bancada metálica proposta neste trabalho, dimensionada para sustentar os componentes hidráulicos e eletromecânicos do sistema, bem como viabilizar a locomoção e o acoplamento intercambiável do

alternador às distintas BFTs em ensaio, configura-se como uma contribuição relevante do ponto de vista experimental e como plataforma de desenvolvimento tecnológico. Trata-se de uma estrutura versátil, com potencial de replicação em escala ampliada, que poderá servir de base para a implementação de sistemas reais de geração de energia elétrica em PCHs e MCHs.

2.2.3 Conversão de curvas bomba $\rightarrow$ turbina

Na ausência de curvas fornecidas pelo fabricante para o modo turbina, a literatura propõe métodos de conversão a partir da curva característica da bomba (H - Q - η) em regime direto. A ideia central consiste em transpor o ponto de melhor eficiência da bomba para o regime reverso, ajustando altura e vazão com base em fatores empíricos, de modo a obter uma estimativa preliminar do comportamento da BFT (VIANA, 1987; CHAPALLAZ et al., 1992). Duas abordagens principais são recorrentes:

1. **Fatores de conversão (Viana/Nogueira).** Mantida a rotação, a correlação entre bomba e turbina pode ser expressa por:

$$H_T = k_{ae} \cdot H_B, \quad Q_T = k_{qe} \cdot Q_B, \quad (2.5)$$

em que H_T e Q_T representam a altura e a vazão no modo turbina; H_B e Q_B são os valores correspondentes na curva de bomba; e k_{ae} e k_{qe} são coeficientes experimentais que dependem da rotação específica e do tipo de rotor (NOGUEIRA, 1990); (VIANA, 1987). Em termos práticos, observa-se que a vazão requerida pela BFT tende a ser ligeiramente maior e a altura disponível um pouco menor do que no regime de bomba, refletindo as perdas adicionais do escoamento reverso (CHAPALLAZ et al., 1992).

2. **Relações no BEP (*Best Efficiency Point*) (Sharma/Chapallaz).** Outra aproximação bastante utilizada para pré-seleção aplica correções diretamente sobre o ponto ótimo da bomba:

$$Q_{BEP,BFT} = \frac{Q_{BEP,BFB}}{\eta_{BFB}^{0,8}}, \quad H_{BEP,BFT} = \frac{H_{BEP,BFB}}{\eta_{BFB}^{1,2}}, \quad (2.6)$$

onde η_{BFB} é o rendimento da bomba em seu BEP (WILLIAMS, 1995; SHARMA, 1985; CHAPALLAZ et al., 1992). Essas expressões fornecem apenas ordem de grandeza, sendo úteis para triagem de catálogos, mas não substituem ensaios experimentais.

No presente trabalho, as BFTs utilizadas já estavam previamente definidas pela bancada experimental. Portanto, a conversão de curvas foi empregada apenas como referência teórica para interpretação do comportamento esperado em regime reverso. Os

parâmetros efetivos foram obtidos por meio de ensaios em bancada, a partir da medição de vazão, pressão de entrada, rotação e tensão em vazio do alternador. Como não houve medição direta de torque nem operação com carga elétrica conectada, a curva de eficiência não foi determinada experimentalmente.

2.2.4 Coeficientes de altura e de vazão

Os coeficientes k_{ae} e k_{qe} (NOGUEIRA, 1990; VIANA, 1987) sintetizam, de forma adimensional, a influência conjunta da geometria do rotor/voluta e da rotação específica na transição do regime de bomba para turbina. Esses parâmetros apresentam relevância porque:

- permitem comparar bombas de diferentes fabricantes sob uma mesma condição hidráulica (Q_T , H_T);
- orientam a pré-seleção em projetos nos quais ainda não há protótipo ou ensaio disponível; e
- auxiliam na interpretação de discrepâncias entre a curva convertida e a curva medida, como nos casos em que a BFT ensaiada exige altura superior à prevista, sinalizando perdas internas ou particularidades da instalação.

Em geral, k_{qe} assume valores entre 1,05 e 1,15 (a BFT requer 5–15% mais vazão do que a bomba), enquanto k_{ae} varia de 0,7 a 0,9 (a altura disponível reduz-se em 10–30%). Esses valores médios, estabelecidos a partir de famílias de bombas radiais até $n_s \approx 200$, permitem relacionar os resultados experimentais com as tendências reportadas na literatura. No contexto deste trabalho, tais coeficientes têm papel secundário: não para projetar ou selecionar as bombas, mas para reforçar a coerência entre os ensaios de bancada e a experiência consolidada em aplicações similares.

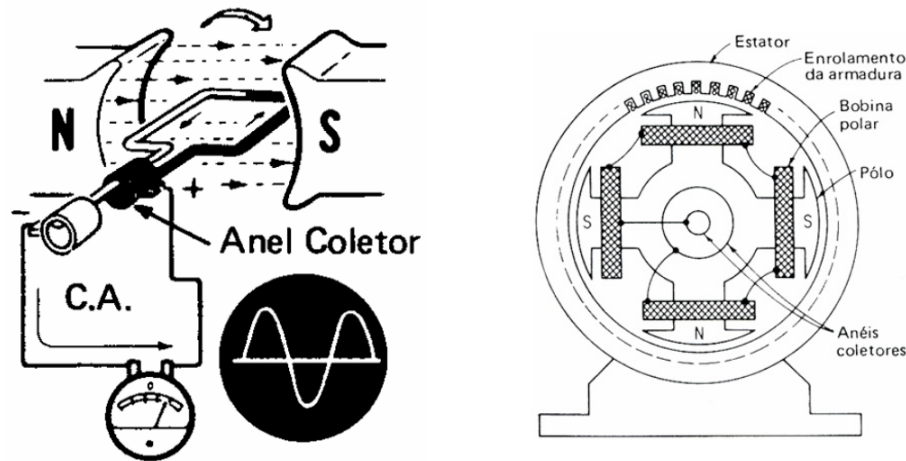
2.3 Alternadores em Sistemas Hidrogeradores

Para a conversão da potência mecânica fornecida pela BFT em energia elétrica, o sistema hidrogerador necessita de uma máquina elétrica acoplada ao eixo da turbina. Em pequenas centrais hidrelétricas, microcentrais e bancadas experimentais, essa função pode ser desempenhada por alternadores síncronos, máquinas capazes de converter energia mecânica de rotação em tensão alternada por meio da indução eletromagnética (VILLAR, 2006); (UMANS, 2014).

O princípio de funcionamento do alternador síncrono baseia-se na rotação de um campo magnético em relação aos enrolamentos da armadura. Em configurações usuais, o campo magnético é estabelecido no rotor, por enrolamentos excitados em corrente contínua

ou por ímãs permanentes, enquanto a tensão elétrica é induzida no estator. Essa disposição facilita a retirada da energia elétrica pelos terminais estacionários da armadura e reduz a necessidade de contatos móveis submetidos a maiores níveis de tensão (PINHEIRO, 2007); (VILLAR, 2006). A Figura 2 apresenta o princípio básico de funcionamento de um alternador síncrono trifásico.

Figura 2 – Princípio de funcionamento de um alternador síncrono trifásico.



Fonte: (PINHEIRO, 2007).

A frequência elétrica gerada pelo alternador depende diretamente da rotação do eixo e do número de polos da máquina. Essa relação é expressa pela Equação 2.7 (UMANS, 2014).

$$f_e = \frac{p \cdot n}{120} \quad (2.7)$$

em que f_e é a frequência elétrica estimada, em Hz, p é o número de polos da máquina e n é a rotação do eixo, em rpm. Para um alternador de quatro polos, essa relação se reduz a $f_e = n/30$, de modo que a frequência de 60 Hz é obtida quando o eixo opera a 1800 rpm. No presente trabalho, essa equação foi utilizada para comparar a rotação atingida pelo conjunto BFT-alternador com a rotação necessária para operação em frequência nominal.

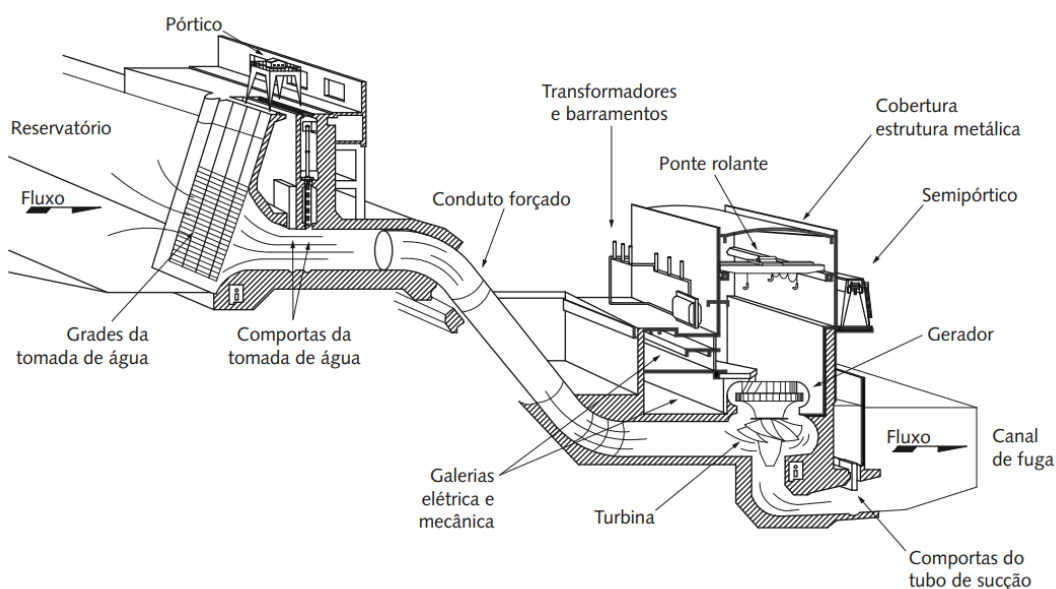
A tensão terminal do alternador depende da rotação, do nível de excitação e das características elétricas internas da máquina, como resistência da armadura, reatância síncrona e reação da armadura. A reação da armadura está associada ao campo magnético produzido pela corrente da carga conectada ao alternador, podendo alterar o fluxo resultante no entreferro. Cargas indutivas tendem a produzir efeito desmagnetizante, exigindo maior excitação para manter a tensão terminal, enquanto cargas capacitivas podem produzir efeito magnetizante (SOUZA, 2009); (UMANS, 2014); (PINHEIRO, 2007).

Em ensaios sem carga elétrica conectada, a tensão medida nos terminais do alternador representa uma condição de operação em vazio. Essa tensão permite verificar o

estabelecimento da excitação e a resposta da máquina à rotação imposta pelo eixo, mas não representa potência elétrica útil fornecida a uma carga. Portanto, para determinar potência elétrica, rendimento do alternador ou rendimento global do conjunto BFT e alternador, seria necessário conectar uma carga elétrica conhecida e medir grandezas como tensão, corrente, fator de potência e rotação sob carga.

Em sistemas hidrelétricos convencionais, o alternador é instalado na casa de máquinas e acoplado mecanicamente ao eixo da turbina hidráulica. A água conduzida pelo sistema hidráulico aciona a turbina, e a rotação resultante é transmitida ao rotor do alternador, permitindo a geração de energia elétrica por indução eletromagnética (ABRAPCH, 2014); (MEDEIROS, 2004) (PEREIRA, 2015). A Figura 3 apresenta, de forma esquemática, a disposição básica dos principais componentes de uma usina hidrelétrica.

Figura 3 – Representação esquemática de uma usina hidrelétrica.



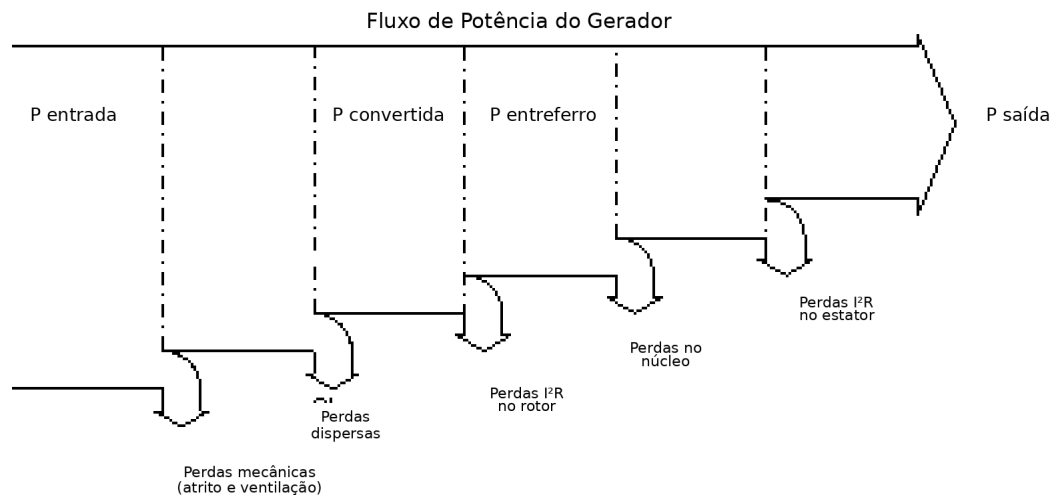
Fonte: (PEREIRA, 2015).

Em aplicações de pequeno porte, o alternador deve ser selecionado considerando a potência mecânica disponível no eixo, a rotação de operação, a frequência desejada, a tensão de saída e o regime de carga previsto. Em sistemas alimentados por BFTs, essa compatibilidade é ainda mais relevante, pois a rotação da máquina hidráulica depende da vazão, da altura hidráulica disponível, das perdas do circuito e da carga resistente imposta pelo próprio alternador (MEDEIROS, 2004).

A eficiência do alternador é influenciada pelas perdas internas da máquina, incluindo perdas elétricas nos enrolamentos, perdas magnéticas no núcleo e perdas mecânicas por atrito e ventilação. Essas perdas reduzem a parcela da potência mecânica convertida em potência elétrica disponível nos terminais, sendo especialmente relevantes em sistemas de

menor potência, nos quais a energia hidráulica disponível é limitada (FERREIRA, 2018); (INVITTI, 2020); (PINHEIRO, 2007). A Figura 4 apresenta, de forma esquemática, as principais perdas em uma máquina de corrente alternada.

Figura 4 – Diagrama esquemático das perdas em uma máquina de corrente alternada.



Fluxo de Potência Simplificado do Gerador

Fonte: (FERREIRA, 2018).

Assim, a integração entre BFT e alternador exige compatibilidade entre o comportamento hidráulico da turbina, a rotação necessária à geração elétrica e a carga eletromecânica imposta pela máquina elétrica. No contexto deste trabalho, o alternador síncrono trifásico é utilizado como elemento de conversão eletromecânica em uma bancada experimental, permitindo avaliar a rotação atingida pela BFT e a tensão em vazio gerada, sem caracterizar potência elétrica útil ou rendimento global do sistema.

2.4 Dimensionamento de Sistemas de Tubulação em Circuitos Hidromecânicos

O correto dimensionamento da tubulação em circuitos hidráulicos é fundamental para assegurar a eficiência energética e o desempenho seguro de sistemas envolvendo BFTs, sobretudo em arranjos de circuito fechado. Essa etapa exige uma abordagem baseada nos princípios da mecânica dos fluidos, considerando parâmetros como velocidade média do escoamento, perdas de carga e prevenção da cavitação, todos os quais impactam diretamente a operação hidráulica e a conversão energética do sistema.

2.4.1 Velocidade do Escoamento

A velocidade média do fluido no interior da tubulação está diretamente relacionada à vazão do sistema e à área da seção transversal do tubo. Essa relação é formalizada pela

Equação 2.8:

$$U = \frac{4Q}{\pi D_s^2} \quad (2.8)$$

em que U representa a velocidade média do fluido [m/s], Q a vazão volumétrica [m³/s] e D_s o diâmetro interno da tubulação [m]. Para aplicações práticas, recomenda-se que a velocidade permaneça entre 1,5m/s e 3,0m/s, a fim de minimizar perdas por atrito, evitar erosões e preservar a estabilidade do escoamento (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

2.4.2 Cálculo das Perdas de Carga

As perdas de carga acumuladas ao longo do sistema compreendem dois componentes principais: perdas distribuídas e perdas localizadas (ÇENGEL; CIMBALA, 2007). A formulação geral empregada para o cálculo dessas perdas está expressa na Equação 2.9 (HENN, 2016):

$$h = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{U^2}{2g}\right) \sum_{100mm} k \cdot \left(\frac{U_{100mm}^2}{2g}\right) \sum_{50mm} k \cdot \left(\frac{U_{50mm}^2}{2g}\right) \quad (2.9)$$

em que f é o fator de atrito (obtido, por exemplo, pela equação de Darcy-Weisbach ou tabelas de Moody), L é o comprimento do trecho retilíneo da tubulação, D é o diâmetro interno, k são os coeficientes de perda localizada associados a conexões e singularidades, e U representa a velocidade média do escoamento em cada segmento.

2.4.3 NPSH e cavitação

O NPSH (*Net Positive Suction Head*) é uma medida essencial para avaliar as condições de sucção em uma bomba. Ele se refere à quantidade de altura de sucção líquida necessária na entrada da bomba para prevenir a ocorrência da cavitação (MATOS; FALCO, 1998). A cavitação é um fenômeno prejudicial que ocorre quando a pressão do líquido cai abaixo da sua pressão de vapor, levando à formação de bolhas de vapor no interior da bomba (ALLPRIME, 2022). Sendo assim, este fenômeno de cavitação pode ocasionar em danos severos, como rachadura e perfuração, ao rotor da bomba, como mostra a Figura 5.

Figura 5 – Exemplo de rotor de bomba danificada com rachaduras devido a cavitação.



Fonte: Allprime (s.d).

O *Net Positive Suction Head* (NPSH), ou Altura Líquida Positiva de Sucção, representa a carga disponível na entrada da bomba em relação à pressão de vapor do fluido, sendo utilizado para avaliar a possibilidade de ocorrência de cavitação. A cavitação corresponde à formação e ao colapso de bolhas de vapor no interior da bomba, podendo causar desgaste prematuro, vibração, ruído e queda de desempenho. Para evitá-la, é necessário assegurar que o NPSH disponível ($NPSH_d$) seja superior ao NPSH requerido pelo fabricante da bomba. A estimativa do $NPSH_d$ pode ser obtida pela Equação 2.10 (GUEDES, 1994):

$$NPSH_d = \frac{(P_{atm} - P_v)}{\gamma} \pm H - h - \frac{U_r^2}{2g} \quad (2.10)$$

onde P_{atm} é a pressão atmosférica, P_v é a pressão de vapor do líquido, γ é o peso específico da água, H é a altura geométrica de sucção, h representa as perdas de carga no trecho de sucção e U_r é a velocidade relativa do fluido na entrada da bomba. A análise desse parâmetro é indispensável no projeto de circuitos com BFTs, especialmente em instalações com geometrias compactas ou desníveis acentuados.

O NPSH é composto por dois componentes fundamentais: o $NPSH_d$ (disponível) e o $NPSH_r$ (requerida). O NPSH disponível é a pressão absoluta presente no sistema na entrada da bomba. Esse valor é calculado e representa a energia disponível para superar as resistências da sucção. Já o NPSH requerido é a pressão mínima exigida na entrada da bomba para evitar a cavitação. Essa informação é fornecida pelo fabricante da bomba e leva em consideração as especificações do equipamento e as condições de operação. Desta forma, a principal diretriz para evitar a cavitação é garantir que o $NPSH_d$ seja maior do que o $NPSH_r$, pois isso assegura que a pressão disponível no sistema seja suficiente para evitar a formação de bolhas de vapor, que podem causar danos à bomba e comprometer sua eficiência (MATTOS; FALCO, 1998) (GUEDES, 1994).

2.4.4 Aplicações Práticas em Bancadas com BFTs

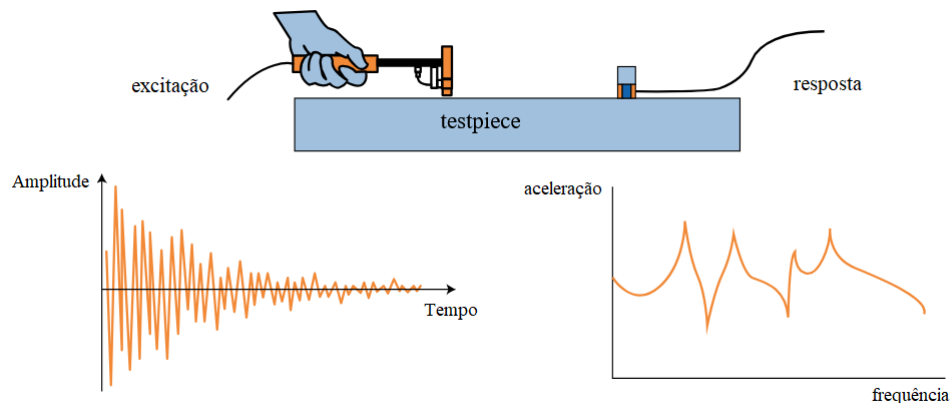
No contexto de bancadas experimentais equipadas com BFTs, o dimensionamento hidráulico torna-se ainda mais relevante devido à necessidade de simular, com fidelidade, o comportamento de sistemas reais. A escolha adequada do diâmetro dos tubos é essencial para garantir um regime de escoamento compatível com a operação da bomba e sua dimensão deve ser feita em função da necessidade de fluxo e segurança para evitar cavitação (POSTACCHINI et al., 2020). Adicionalmente, a correta estimativa das perdas localizadas nas curvas, válvulas, uniões é crucial para o equilíbrio hidráulico da bancada, pois reflete diretamente na pressão disponível no rotor da BFT, afetando seu torque de partida e o desempenho eletromecânico do conjunto.

2.5 Análise modal

A análise modal consiste em uma técnica amplamente utilizada na engenharia para determinar as características dinâmicas fundamentais de uma estrutura ou sistema mecânico, incluindo frequências naturais, modos de vibração e fatores de amortecimento. Tais parâmetros são essenciais para avaliar o comportamento estrutural em regimes dinâmicos, permitindo prever e mitigar riscos relacionados à ressonância e à amplificação das vibrações em operação (EWINS, 2000) (BILOŠOVÁ, 2011).

A metodologia para realização da análise modal experimental envolve a medição das respostas estruturais a partir de excitações mecânicas controladas. Normalmente, é empregado um martelo instrumentado para aplicar uma força impulsiva, enquanto acelerômetros fixados ao longo da estrutura registram as vibrações resultantes, que são observadas graficamente por meio de tratamento de dados. Com esse tratamento, os sinais experimentais registrados no domínio do tempo passam por transformações matemáticas no domínio da frequência, a fim de identificar os modos próprios da estrutura. Para isso, os dados de excitação e resposta são convertidos por meio da Transformada Rápida de Fourier (FFT), permitindo a obtenção do espectro de frequência associado a cada ponto de medição, com seu funcionamento representado na Figura 6 (EWINS, 2000) (SKF, 2026).

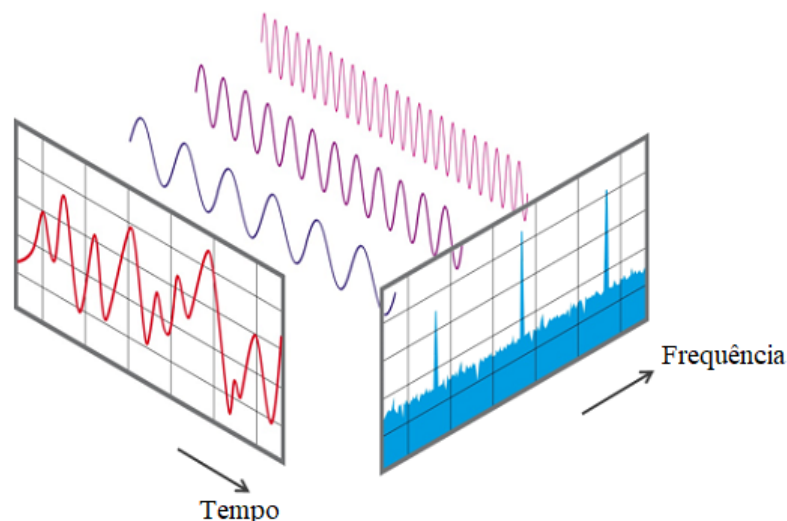
Figura 6 – Esquema metodológico para medição de vibração estática com martelo.



Fonte: Ferreira (2018).

A aplicação da FFT possibilita representar as vibrações estruturais em função da frequência, o que torna viável a identificação das frequências naturais, modos de vibração e possíveis regiões de ressonância. Essas informações são extraídas por meio da análise dos picos espectrais obtidos nas Funções de Resposta em Frequência (FRFs), cujas amplitudes máximas correspondem, geralmente, aos modos próprios mais relevantes (MOEZZI; CYRUS; KOCI, 2024). Como representado na Figura 7, esses picos refletem os comportamentos ressonantes da estrutura e constituem a base para a extração dos parâmetros modais.

Figura 7 – Exemplo de tratamento de dados de vibração pela Transformada de Fourier.



Fonte: Ferreira (2018).

De acordo com (MAIA; SILVA, 1997), a técnica mais frequentemente utilizada para obter as Funções de Resposta em Frequência (FRFs) é baseada na Transformada Discreta de Fourier (DFT), conforme expressa na Equação 2.11:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n)e^{-j\frac{2\pi kn}{N}} \quad (2.11)$$

Onde $X(k)$ representa a componente espectral na frequência k , $x(n)$ é o valor do sinal no instante n , e N é o número total de amostras.

Na prática, para reduzir o tempo computacional e viabilizar sua aplicação em sistemas com altas taxas de amostragem, utiliza-se a Transformada Rápida de Fourier (FFT), uma implementação otimizada da DFT (BILOŠOVÁ, 2011). A FFT permite decompor o sinal temporal em componentes senoidais de amplitude e fase conhecidas, sendo fundamental para identificar os picos no espectro de frequência que correspondem às frequências naturais do sistema.

A função de resposta em frequência (FRF), amplamente adotada para caracterização dinâmica, é obtida a partir da relação entre os espectros de resposta estrutural (aceleração) e força de excitação aplicados, como apresentado na Equação 2.12 (EWINS, 2000):

$$FRF(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.12)$$

onde $X(\omega)$ é a resposta espectral (aceleração, deslocamento ou velocidade) e $F(\omega)$ é o espectro da força aplicada.

As técnicas experimentais mais comumente empregadas para determinação dos parâmetros modais incluem métodos como *Peak Picking*, *Circle-Fit* e *Rational Fraction Polynomial* (RFP), cada um com especificidades e níveis distintos de precisão na identificação de frequências e modos (MAIA; SILVA, 1997) (SILVA, 2022).

No contexto normativo, a avaliação de vibrações mecânicas em sistemas rotativos geralmente segue orientações das normas técnicas ISO 10816-3 e ABNT NBR 10082. Ambas especificam os níveis admissíveis de vibração em velocidade (RMS) para classificação da severidade operacional, desde condições aceitáveis até situações críticas, orientando ações preventivas para manutenção e correção estrutural (SILVA, 2022).

A identificação precisa das frequências naturais e dos modos de vibração por meio da análise modal experimental é fundamental para a validação estrutural de sistemas mecânicos, especialmente em projetos sujeitos a excitações dinâmicas. Quando essas frequências coincidem com as frequências de operação, podem ocorrer amplificações indesejadas que comprometem a integridade estrutural e reduzem significativamente a vida útil dos componentes (SILVA, 2022). Segundo (SKF, 2026), a análise espectral permite diagnosticar condições específicas de operação ou falhas incipientes, como desalinhamentos ou desbalanceamentos em rotores, frequentemente associados à presença de harmônicos característicos nos espectros de frequência.

Este trabalho também se insere como uma continuidade do estudo desenvolvido por (RODRIGUES, 2021), que propôs o projeto e a construção de uma bancada metálica destinada à avaliação experimental de bombas operando como turbinas. No projeto original, o autor realizou o dimensionamento estrutural da bancada com base em análise estática, validando sua resistência mecânica sob carga distribuída. Embora o estudo tenha demonstrado a viabilidade estrutural da bancada para suportar os componentes hidráulicos e eletromecânicos, não foram conduzidas análises dinâmicas, como avaliação de modos próprios ou resposta a excitações operacionais. Assim, este trabalho aprofunda os estudos iniciados por Rodrigues ao incorporar uma análise modal experimental da bancada, preenchendo uma lacuna crítica para sua consolidação como base para ensaios em sistemas hidrelétricos de pequeno porte.

3 METODOLOGIA

A metodologia do presente trabalho foi estruturada de modo a contemplar o aprimoramento físico da bancada experimental, a validação dinâmica da estrutura, o dimensionamento do circuito hidráulico e a caracterização preliminar do conjunto BFB-BFT-alternador em condição de operação em vazio. Portanto, a metodologia foi dividida em quatro etapas: Viabilidade da bancada, consistindo na análise modal; Dimensionamento e montagem do sistema hidráulico; etapa de teste com a BFT de maior potência e; análise comparativa das demais turbinas avaliadas. Inicialmente, realizou-se a avaliação modal experimental da bancada metálica previamente dimensionada por (RODRIGUES, 2021), com o objetivo de identificar suas frequências naturais e verificar sua adequação frente aos efeitos dinâmicos associados à operação de máquinas rotativas. Essa etapa foi necessária, pois o estudo anterior contemplou a validação estrutural estática da bancada, mas não avaliou sua resposta dinâmica sob condições compatíveis com a operação de bombas centrífugas, acoplamentos e alternador.

Na sequência, foram definidas a disposição dos componentes, o sistema de acoplamento mecânico, a instrumentação de medição, a montagem do circuito hidráulico e os procedimentos experimentais aplicados às três BFTs avaliadas. Essa organização permitiu ensaiar diferentes bombas funcionando como turbinas sob a mesma infraestrutura hidráulica e eletromecânica de acionamento.

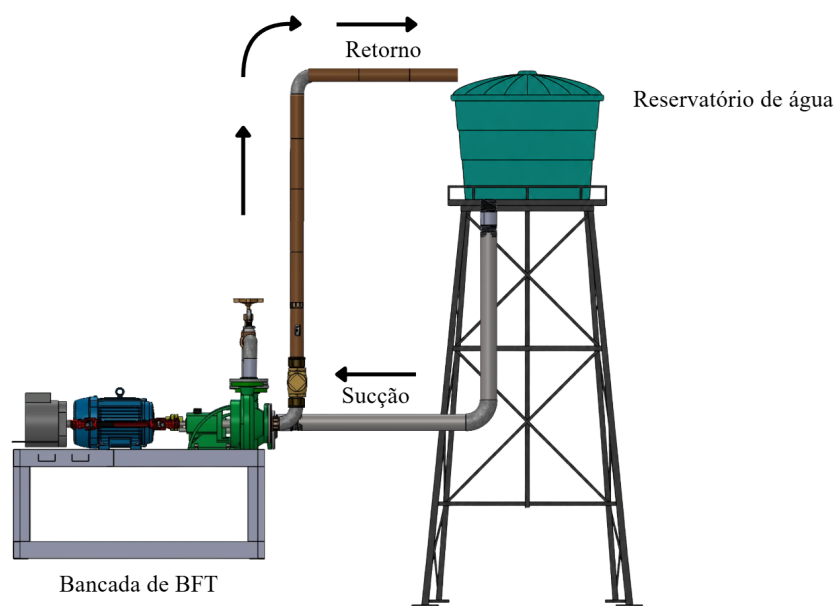
Os ensaios foram conduzidos com variação da frequência de acionamento da BFB por meio de inversor de frequência, permitindo medir vazão, velocidade média do escoamento, pressão de entrada da BFT, rotação do conjunto e tensão em vazio do alternador. A partir desses dados, foram calculadas grandezas hidráulicas e eletromecânicas auxiliares, como altura hidráulica total, potência hidráulica disponível e frequência elétrica estimada. Como não houve carga elétrica conectada nem medição direta de torque, a eficiência, a potência mecânica efetiva e o torque real não foram determinados experimentalmente.

3.1 Caracterização da bancada experimental

A infraestrutura experimental utilizada neste trabalho foi montada no Laboratório de Máquinas de Fluidos (LAMAQFLU), pertencente ao prédio de laboratórios do curso de engenharia de energia da UFGD (Universidade Federal da Grande Dourados). O sistema é composto por uma bancada metálica, uma bomba centrífuga operando como bomba, três bombas centrífugas operando em modo reverso, um alternador síncrono trifásico, um inversor de frequência, tubulações, registros, conexões e instrumentos de medição. A configuração foi concebida para operar em circuito hidráulico fechado, no qual a água

armazenada em um reservatório externo é conduzida pela BFB até a BFT selecionada para o ensaio e, após atravessar a máquina, retorna ao reservatório, como demonstrado no diagrama esquemático (Figura 8). Na figura, nota-se a bancada dimensionada por (RODRIGUES, 2021) com o sistema de BFB, BFT e alternador instalados. Além disso, o sistema de tubulação acoplado aos equipamentos com o reservatório de água, completando o circuito fechado.

Figura 8 – Diagrama esquemático do sistema da bancada experimental



Fonte: Elaborado pelo autor.

A BFB utilizada para fornecer energia hidráulica ao sistema é uma THEBE® modelo TH-50/250 MANCA, com potência nominal de 10 cv (THEBE; Ebara Corporation, 2018). Essa bomba é acionada por motor elétrico controlado por inversor de frequência, permitindo a variação da rotação e, conseqüentemente, o ajuste da vazão e da pressão fornecidas ao circuito. No arranjo experimental, a BFB atua como máquina motriz hidráulica, sendo responsável por estabelecer as condições de escoamento necessárias para acionar a BFT em análise. A Figura 9 apresenta a BFB utilizada na bancada experimental.

Figura 9 – BFB THEBE® modelo TH-50/250 MANCA, com potência nominal de 10 cv.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As BFTs avaliadas correspondem a três bombas centrífugas IMBIL®, com potências nominais de 2 cv, 4 cv e 6 cv, sendo todas com rotação nominal de 1760 rpm. A BFT de 2 cv corresponde ao modelo INI 32200, a BFT de 4 cv ao modelo INI 40200 e a BFT de 6 cv ao modelo INI 40250. Para possibilitar a operação em modo reverso, os motores elétricos originalmente acoplados às bombas foram removidos, permitindo o acesso direto aos eixos das máquinas e sua conexão ao alternador por meio de acoplamento mecânico (IMBIL, 2014). Os componentes removidos foram armazenados em laboratório, preservando sua integridade para futuras aplicações acadêmicas. A Tabela 1 apresenta os dados de catálogo utilizados como referência para a comparação com os pontos experimentais corrigidos por rotação. As Figuras 10, 11 e 12 apresentam as três BFTs utilizadas no sistema.

Tabela 1 – Dados de catálogo utilizados como referência para as BFTs avaliadas.

BFT	Rotor usado (mm)	$Q_{BEP,B}^{cat}$ (m ³ /h)	$H_{BEP,B}^{cat}$ (m)
INI 40-250	253	31,0	28,0
INI 40-200	209	27,0	18,0
INI 32-200	209	18,0	19,5

Figura 10 – BFT IMBIL® modelo INI 32200, com potência nominal de 2 cv.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 11 – BFT IMBIL® modelo INI 40200, com potência nominal de 4 cv.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 12 – BFT IMBIL® modelo INI 40250, com potência nominal de 6 cv.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para controlar a rotação da BFB, foi empregado um inversor de frequência WEG modelo CFW08, com potência nominal de 10 cv. O equipamento foi utilizado para variar a frequência de alimentação do motor elétrico acoplado à BFB, permitindo controlar a energia hidráulica fornecida ao circuito durante os ensaios. A instalação foi realizada em posição externa à estrutura principal da bancada, reduzindo a exposição direta às vibrações mecânicas geradas pelo conjunto (WEG, 2021). A Figura 13 apresenta o inversor de frequência utilizado.

Figura 13 – Inversor de frequência WEG modelo CFW08 utilizado no acionamento da BFB.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O sistema de conversão eletromecânica é composto por um alternador síncrono trifásico da marca Gera Power Brasil, com potência contínua de 10,0 kW, potência aparente de 12,0 kVA, tensão nominal de 220 V, corrente nominal de 34 A, fator de potência de 0,8, frequência de 60 Hz e rotação nominal de 1800 rpm. No presente trabalho, o alternador foi utilizado para verificar a capacidade do conjunto BFT-alternador de desenvolver tensão em vazio, bem como para identificar a limitação de rotação imposta pela energia hidráulica disponível no sistema. A Figura 14 apresenta o alternador utilizado na bancada experimental.

Figura 14 – Alternador síncrono trifásico utilizado no sistema de conversão eletromecânica.



Fonte: (RODRIGUES, 2021).

A operação da bancada ocorre a partir da sucção da água do reservatório pela BFB. Em seguida, o escoamento é direcionado à BFT selecionada, promovendo a rotação do rotor em modo reverso. O eixo da BFT é acoplado mecanicamente ao eixo do alternador, permitindo a conversão parcial da energia hidráulica em energia mecânica de rotação e, posteriormente, em tensão elétrica nos terminais do alternador. Após atravessar a BFT, a água retorna ao reservatório, reiniciando o ciclo hidráulico.

Essa configuração permitiu avaliar o comportamento hidráulico e eletromecânico de diferentes BFTs sob a mesma infraestrutura experimental. Além disso, possibilita investigar a influência da vazão, da pressão de entrada e da rotação sobre o desenvolvimento de tensão em vazio no alternador. Por se tratar de um ensaio preliminar sem carga elétrica conectada, a bancada foi empregada nesta etapa para caracterização hidrodinâmica, comissionamento eletromecânico e identificação das limitações operacionais do conjunto.

3.2 Aprimoramento estrutural e distribuição dos componentes

Após a caracterização dos principais equipamentos da bancada, foi definida a distribuição física dos componentes sobre a estrutura metálica. Essa etapa teve como objetivo organizar o conjunto experimental de modo a permitir a operação individual das BFTs, facilitar o acoplamento mecânico com o alternador, reduzir interferências entre os componentes hidráulicos e assegurar condições adequadas para montagem, manutenção e instrumentação do sistema.

A bancada utilizada neste trabalho foi originalmente dimensionada por (RODRIGUES, 2021) para suportar o conjunto hidráulico associado aos ensaios com bombas funcionando como turbinas. No presente estudo, a estrutura foi aprimorada por meio da definição da posição dos equipamentos, da análise da região de acoplamento entre BFT e alternador, da instalação do sistema de locomoção do alternador e da adequação da bancada para operação experimental em circuito fechado.

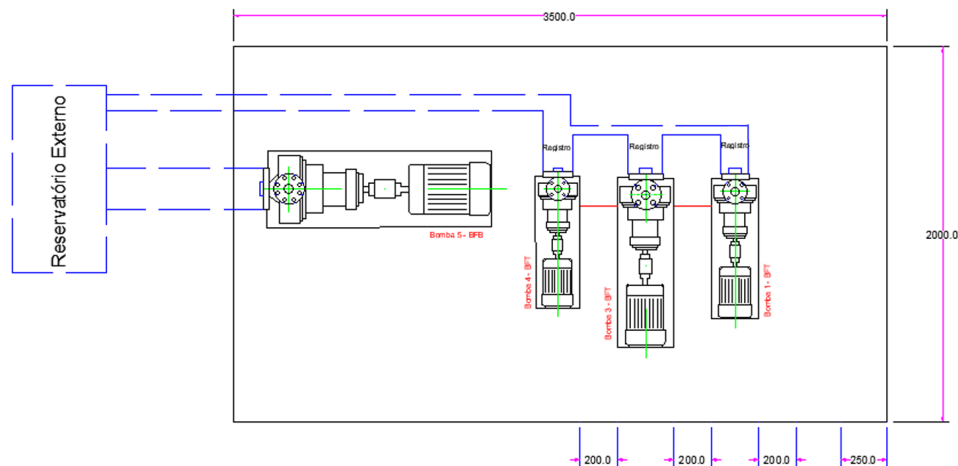
3.2.1 Distribuição da BFB e das BFTs

As três BFTs foram posicionadas paralelamente entre si em uma das extremidades da bancada, respeitando as limitações geométricas da estrutura e a necessidade de alinhamento com o alternador. A disposição adotada permite que cada bomba seja ensaiada individualmente, mantendo a mesma infraestrutura de alimentação hidráulica e conversão eletromecânica. A organização das BFTs também considerou suas potências nominais, seus comprimentos construtivos, os diâmetros dos eixos e a facilidade de acesso para montagem e desmontagem dos acoplamentos.

A BFB foi instalada na região frontal da bancada, conectada à tubulação de sucção proveniente do reservatório externo. Essa posição foi definida para reduzir a complexidade

do circuito hidráulico de alimentação, facilitar o acesso à bomba motriz e permitir a conexão direta com a linha de recalque responsável por conduzir a água até a BFT selecionada. A Figura 15 apresenta a configuração geral da bancada, destacando a disposição dos equipamentos principais.

Figura 15 – Configuração geral da bancada experimental, com destaque para a disposição da BFB, das BFTs e da região do alternador.



Fonte: Rodrigues (2021).

A distância entre as BFTs e o alternador foi definida de modo a viabilizar o acoplamento entre os eixos, considerando as diferenças construtivas entre os modelos de bomba utilizados. Embora as BFTs tenham sido instaladas com alinhamento paralelo, verificou-se que uma das unidades apresenta comprimento maior e diâmetro de eixo distinto em relação às demais, exigindo a adoção de adaptadores específicos para compatibilização mecânica. A Figura 16 ilustra o posicionamento das BFTs em relação ao alternador.

Figura 16 – Alinhamento paralelo das BFTs e distância entre os eixos das bombas e do alternador.



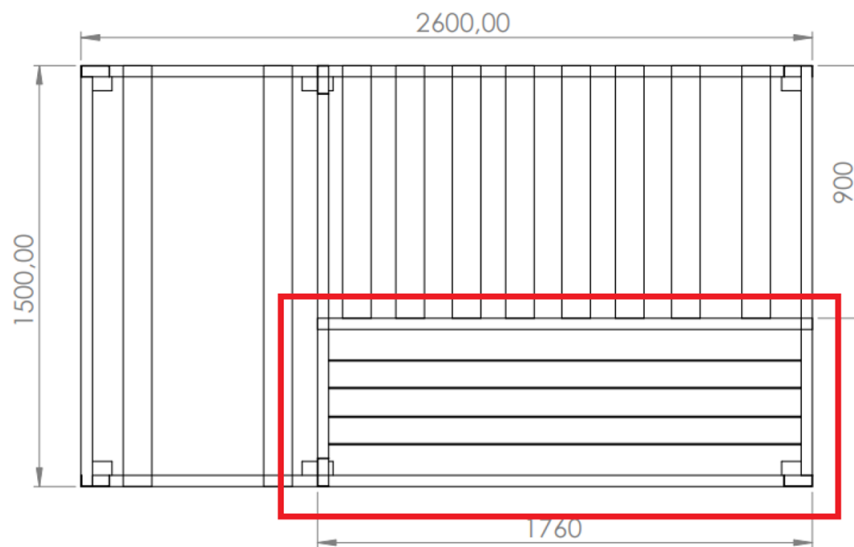
Fonte: Elaborado pelo autor.

A fixação das bombas na bancada foi realizada por meio de elementos roscados, utilizando barras, porcas e arruelas para assegurar rigidez suficiente durante a operação. Em razão das diferenças de altura entre os eixos das BFTs e o eixo do alternador, foram previstos suportes e calços em tecnil para ajuste vertical das bombas. Essa solução permitiu reduzir desalinhamentos excessivos no conjunto, mantendo a possibilidade de ajuste fino durante a montagem dos acoplamentos.

3.2.2 Região do alternador e sistema de deslocamento

O alternador foi instalado em uma região longitudinal da bancada, de modo a permitir seu deslocamento entre as posições correspondentes às diferentes BFTs. Essa configuração foi adotada para que um único alternador pudesse ser utilizado nos ensaios das três bombas, mantendo as mesmas condições de conversão eletromecânica e reduzindo a necessidade de múltiplos conjuntos geradores. A Figura 17 apresenta a vista superior da bancada em CAD, com destaque para a região destinada ao trilho do alternador.

Figura 17 – Vista superior da bancada, com destaque para a região destinada ao trilho do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A necessidade de reposicionamento do alternador motivou o estudo de diferentes soluções para seu sistema de locomoção. Inicialmente, foi considerada a construção de um carrinho com plataforma de madeira e quatro rodas, conforme apresentado na Figura 18. Essa alternativa foi avaliada em função de sua simplicidade construtiva e baixo custo de fabricação.

Figura 18 – Primeira proposta para locomoção do alternador por meio de carrinho com plataforma e rodas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar da viabilidade de fabricação, a solução com carrinho apresentou limitações associadas à estabilidade do alternador durante a operação. Como o conjunto está sujeito a vibrações provenientes da BFT, do acoplamento e da própria bancada, uma base móvel com rodas poderia introduzir graus de liberdade indesejados, comprometendo o alinhamento entre os eixos e a segurança do sistema. Além disso, a fixação rígida do alternador sobre a plataforma exigiria adaptações adicionais, reduzindo a simplicidade inicialmente prevista.

Diante dessas limitações, foi desenvolvida uma segunda alternativa, denominada

sistema de “trilho sob trilho”. Essa configuração utiliza chapas metálicas fixadas à base do alternador, apoiadas diretamente sobre o trilho metálico da bancada. A solução foi concebida para permitir o deslocamento longitudinal do alternador e, simultaneamente, aumentar a estabilidade do conjunto durante a operação. As chapas utilizadas no sistema são apresentadas na Figura 19.

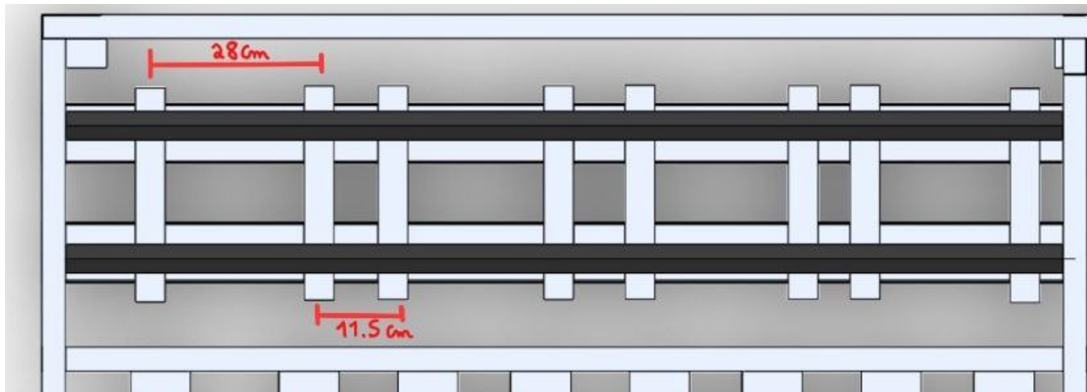
Figura 19 – Chapas metálicas utilizadas na construção do sistema de deslocamento do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As chapas possuem comprimento de 36 cm e foram usinadas com furos nas extremidades, permitindo sua fixação à base do alternador por meio de parafusos e porcas. A distância entre as chapas foi ajustada conforme a posição relativa entre o alternador e cada BFT, variando de acordo com o ponto de acoplamento necessário para cada bomba. A Figura 20 apresenta a disposição das chapas sobre os trilhos da bancada, conforme modelagem tridimensional realizada em SolidWorks®.

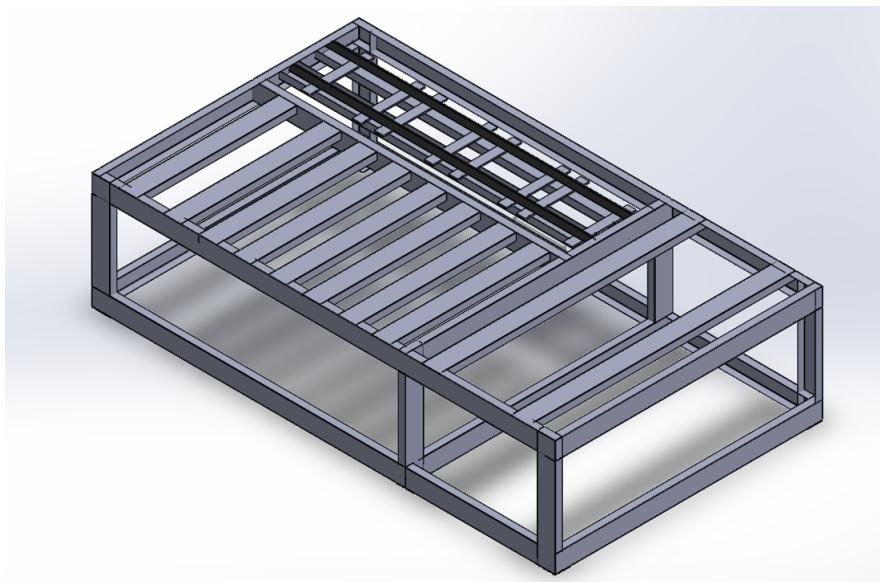
Figura 20 – Posicionamento das chapas sobre os trilhos da bancada, conforme modelagem em SolidWorks®.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os espaçamentos definidos, o modelo final do sistema de deslocamento foi integrado à bancada, conforme apresentado na Figura 21, sendo uma configuração que permitiu concentrar o deslocamento do alternador no eixo longitudinal da estrutura, reduzindo movimentos laterais e facilitando o alinhamento com as BFTs.

Figura 21 – Modelo tridimensional do sistema de deslocamento do alternador integrado à bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A montagem final do sistema pode ser observada na Figura 22. O arranjo instalado permitiu o deslocamento do alternador entre as regiões de ensaio, mantendo a possibilidade de fixação após o posicionamento. Dessa forma, o sistema de posicionamento contribuiu para a flexibilidade operacional da bancada, permitindo o uso de um único alternador em diferentes configurações de BFT.

Figura 22 – Sistema de deslocamento do alternador instalado na bancada experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A solução adotada conferiu maior rigidez ao conjunto em comparação à proposta inicial com rodas, além de reduzir a possibilidade de deslocamentos indesejados durante os ensaios. Com isso, a bancada passou a apresentar maior funcionalidade experimental, permitindo alternar a BFT ensaiada sem a necessidade de desmontagem completa do conjunto eletromecânico.

3.3 Sistema de acoplamento BFT-alternador

A transmissão de potência mecânica entre a BFT e o alternador exigiu a definição de um sistema de acoplamento capaz de conectar eixos com diferenças geométricas entre as máquinas avaliadas. Como as BFTs utilizadas apresentam dimensões construtivas distintas, incluindo variações no comprimento do corpo da bomba, na altura do eixo em relação à bancada e no diâmetro do eixo, o acoplamento deveria assegurar a transmissão de torque, permitir montagem e desmontagem durante os ensaios e reduzir os efeitos de desalinhamentos residuais.

O acoplamento entre máquinas rotativas é uma etapa crítica em sistemas experimentais, pois desalinhamentos axiais, radiais ou angulares podem gerar esforços adicionais nos mancais, aumento de vibração, aquecimento, desgaste prematuro e perda de confiabilidade operacional. Dessa forma, foram avaliadas duas alternativas principais para o conjunto BFT-alternador: o acoplamento elástico de borracha tipo cruzeta e o acoplamento por junta universal tipo Cardan.

3.3.1 Acoplamento elástico de borracha tipo cruzeta

A primeira alternativa considerada foi a utilização de um acoplamento elástico de borracha tipo cruzeta, utilizada na BFB, comumente empregado em conjuntos de bombas e motores elétricos. Esse tipo de acoplamento utiliza um elemento elastomérico intermediário para transmitir torque entre dois cubos metálicos fixados aos eixos das máquinas, permitindo pequena absorção de vibrações e compensação limitada de desalinhamentos. A Figura 23 apresenta o modelo avaliado para aplicação no sistema.

Figura 23 – Acoplamento elástico de borracha tipo cruzeta avaliado para conexão entre BFT e alternador.

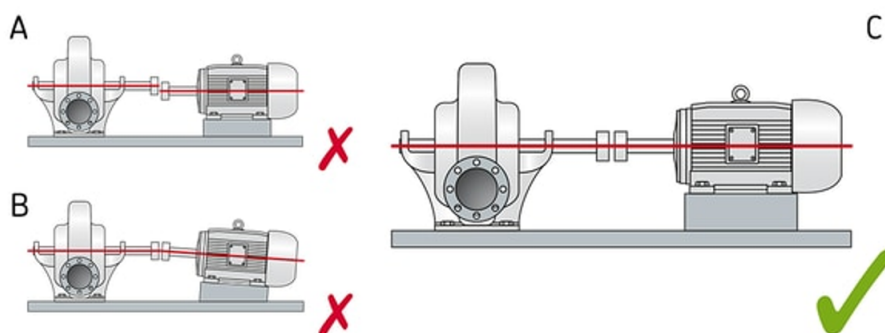


Fonte: (Agro Bombas Comércio e Indústria Ltda., 2026).

Apesar da simplicidade construtiva, essa alternativa apresentou restrições importantes para a aplicação proposta. O acoplamento tipo cruzeta requer alinhamento adequado entre os eixos acoplados, especialmente quanto à concentricidade e à coincidência das alturas de centro. Caso a montagem seja realizada com desalinhamentos significativos, o elemento elastomérico passa a trabalhar sob esforços adicionais, podendo induzir vibrações, carregamentos indevidos nos mancais e redução da vida útil do conjunto.

A condição ideal de alinhamento entre eixos é ilustrada na Figura 24, juntamente com exemplos de desalinhamentos que podem ocorrer em sistemas de máquinas rotativas. No caso da bancada experimental, a dificuldade de adoção desse acoplamento esteve associada à diferença entre a altura do eixo do alternador e as alturas dos eixos das BFTs.

Figura 24 – Representação esquemática de condições de alinhamento correto e incorreto entre eixos de máquinas rotativas.



Fonte: (SKF, 2026).

A altura do eixo do alternador em relação à bancada é de aproximadamente 19 cm, enquanto as BFTs apresentam alturas de eixo variando entre 16 cm e 18,25 cm. Para viabilizar o uso do acoplamento tipo cruzeta, seria necessária a instalação de calços sob as BFTs, fabricados sob medida para compensar as diferenças de altura entre as máquinas. Uma possibilidade avaliada foi o emprego de blocos de tecnil, conforme exemplificado na Figura 25.

Figura 25 – Exemplo de bloco de tecnil considerado para ajuste de altura das BFTs em relação ao eixo do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Embora o uso de calços permitisse reduzir parte da diferença de altura entre os eixos, além de diminuir a vibração, essa solução não eliminaria a necessidade de alinhamento preciso durante a montagem. Além disso, a ausência de instrumentos específicos para alinhamento, como relógios comparadores ou alinhadores a laser, aumentaria a incerteza do procedimento e poderia comprometer a repetibilidade dos ensaios. Por essas razões, o acoplamento elástico tipo cruzeta foi descartado como solução principal para a bancada.

3.3.2 Acoplamento por junta universal tipo Cardan

A segunda alternativa avaliada foi o acoplamento por junta universal tipo Cardan. Esse sistema é amplamente utilizado em transmissões mecânicas que exigem conexão entre eixos com pequenos desalinhamentos angulares ou diferenças geométricas de montagem. Para a bancada experimental, essa alternativa apresentou maior adequação, pois permitiu reduzir a dependência de alinhamento rigoroso entre os eixos da BFT e do alternador, além de facilitar a montagem entre máquinas com dimensões distintas.

A Figura 26 apresenta as juntas universais avaliadas para aplicação no sistema de acoplamento. Foram considerados modelos com diferentes dimensões, compatíveis com os diâmetros dos eixos das BFTs e com a necessidade de adaptação ao eixo do alternador.

Figura 26 – Juntas universais avaliadas para aplicação no acoplamento entre BFT e alternador.



(a) Junta universal disponível na universidade, com diâmetro de 25 mm.



(b) Juntas universais com diâmetros de 30 mm e 35 mm.

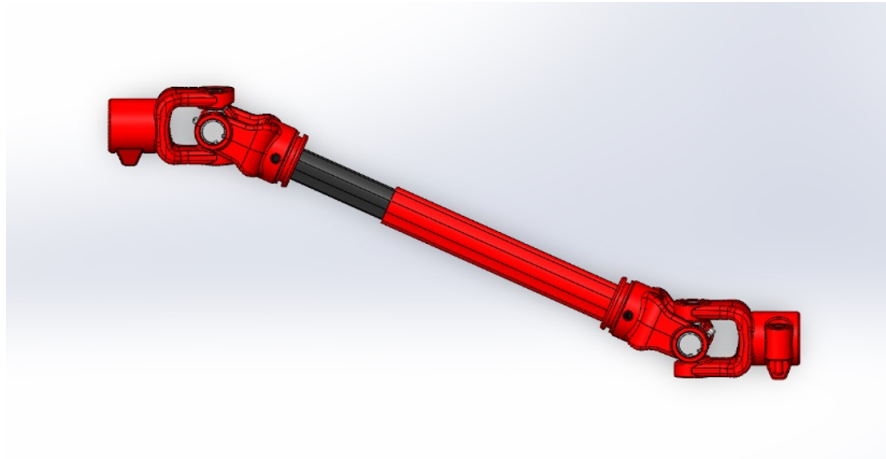
Fonte: Elaborado pelo autor.

Entre as soluções avaliadas, a junta universal tipo Cardan foi adotada como configuração definitiva do projeto. Sua escolha foi justificada pela maior tolerância a pequenos desalinhamentos angulares, pela facilidade de montagem e pela possibilidade de adaptação a diferentes modelos de BFT. Ainda assim, o uso desse tipo de acoplamento não elimina a necessidade de controle geométrico da montagem, uma vez que desalinhamentos excessivos podem introduzir variações de velocidade angular, esforços alternados e aumento de vibração. Dessa forma, a junta universal foi empregada em conjunto com ajustes de altura e posicionamento das bombas, buscando manter os ângulos de operação dentro de uma faixa compatível com a estabilidade do sistema (SKF, 2026).

A implementação dessa solução exigiu adaptações relacionadas aos diferentes diâmetros dos eixos das BFTs. A bomba IMBIL[®] INI 40250, correspondente à BFT de 6 cv, apresenta eixo de 35 mm, enquanto as demais BFTs possuem eixos de 24 mm. Para compatibilizar esses diâmetros com a junta universal, foram utilizadas buchas e adaptadores mecânicos, permitindo padronizar a interface de conexão entre as bombas e

o sistema de transmissão. A Figura 27 apresenta a modelagem tridimensional da junta universal desenvolvida no SolidWorks®.

Figura 27 – Modelagem tridimensional da junta universal desenvolvida no SolidWorks® para aplicação no sistema de acoplamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A montagem do acoplamento foi realizada com auxílio da equipe técnica do laboratório, incorporando a junta universal, os adaptadores de diâmetro e os elementos de fixação necessários para conexão aos eixos. A Figura 28 apresenta o acoplamento instalado entre a BFT e o alternador.

Figura 28 – Junta universal instalada entre o eixo da BFT e o eixo do alternador.



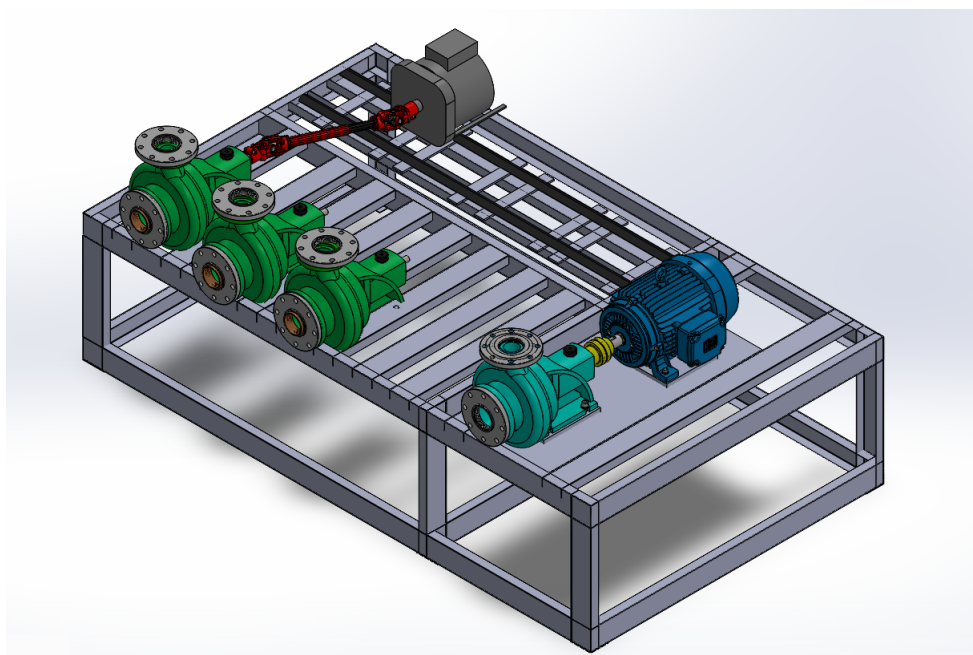
Fonte: Elaborado pelo autor.

Além da adaptação de diâmetro, foi desenvolvido um adaptador de comprimento para compatibilizar a montagem com a BFT de 6 cv, cujo corpo construtivo apresenta maior comprimento em relação às demais bombas. Essa adaptação permitiu manter o posicionamento do alternador no trilho e, ao mesmo tempo, garantir a conexão mecânica entre os eixos sem necessidade de alterar a estrutura principal da bancada.

A configuração final do sistema de acoplamento, composta pela junta universal, pelos adaptadores de diâmetro, pelo adaptador de comprimento e pelos elementos de fixação, conferiu maior flexibilidade à bancada experimental. Essa solução permitiu utilizar o mesmo alternador com diferentes BFTs, reduzir o tempo de montagem entre ensaios e manter a transmissão mecânica dentro de condições operacionais compatíveis com o objetivo do trabalho.

A Figura 29 apresenta a modelagem tridimensional da primeira etapa do projeto, desenvolvida no *SolidWorks*, contemplando a disposição dos principais componentes sobre a bancada. A Figura 30 mostra a montagem final correspondente.

Figura 29 – Modelagem tridimensional da primeira etapa do projeto, com a disposição dos principais componentes da bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 30 – Montagem final da primeira etapa do projeto experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4 Validação dinâmica por análise modal experimental

A validação dinâmica da bancada foi realizada por meio de análise modal experimental, com o objetivo de caracterizar a resposta vibratória da estrutura e identificar suas frequências naturais (SILVA, 2022). Essa etapa complementou o dimensionamento estrutural previamente desenvolvido por (RODRIGUES, 2021), no qual a bancada havia sido avaliada sob condições estáticas de carregamento. Embora a análise estática seja essencial para verificar a resistência mecânica da estrutura, ela não permite avaliar possíveis efeitos de ressonância associados à operação de máquinas rotativas, como bombas centrífugas, acoplamentos e alternador.

A necessidade da análise modal decorre do fato de que a bancada opera com componentes sujeitos a excitações periódicas, provenientes da rotação da BFB, da BFT em ensaio, do acoplamento mecânico e do alternador (MOEZZI; CYRUS; KOCI, 2024). Caso as frequências de excitação do sistema se aproximem das frequências naturais da estrutura, podem ocorrer amplificações vibratórias indesejadas, comprometendo a estabilidade do conjunto, a integridade dos componentes e a confiabilidade das medições. Assim, a caracterização dinâmica da bancada constituiu uma etapa fundamental para verificar sua adequação ao uso experimental.

A análise foi dividida em duas abordagens complementares. A primeira consistiu no ensaio de impacto com a bancada em repouso, empregado para identificação das frequências naturais e das funções de resposta em frequência. A segunda correspondeu à

análise vibracional operacional, realizada com o sistema em funcionamento, com o objetivo de verificar a resposta da estrutura sob excitação real do conjunto hidráulico e rotativo.

Para o ensaio de impacto, foi utilizado um martelo instrumentado PCB Piezotronics modelo 086D50, responsável pela aplicação da excitação mecânica na estrutura. A resposta vibratória foi medida com um acelerômetro triaxial PCB Piezotronics modelo 356A16, permitindo registrar as acelerações nos pontos de interesse. Os instrumentos utilizados estão apresentados na Figura 31.

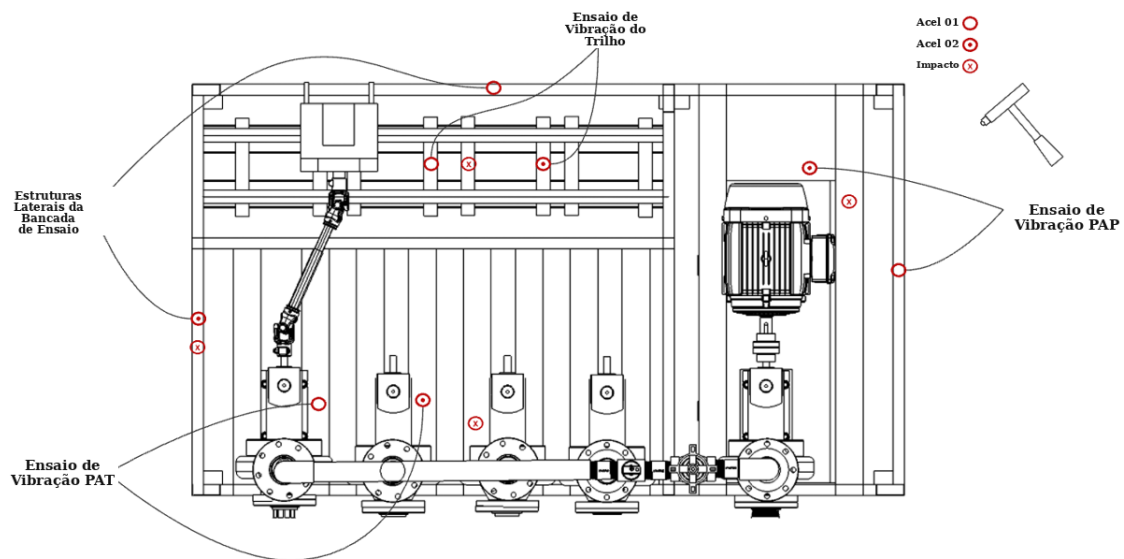
Figura 31 – Instrumentos utilizados na análise modal experimental: martelo instrumentado e acelerômetro triaxial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As medições foram realizadas em quatro regiões consideradas críticas para a resposta dinâmica da bancada: base da BFB, base das BFTs, vigas laterais e trilho do alternador. Esses pontos foram selecionados por representarem regiões de aplicação de cargas, transmissão de vibração e suporte de componentes rotativos. A Figura 32 apresenta as regiões de impacto e os pontos de instalação do acelerômetro.

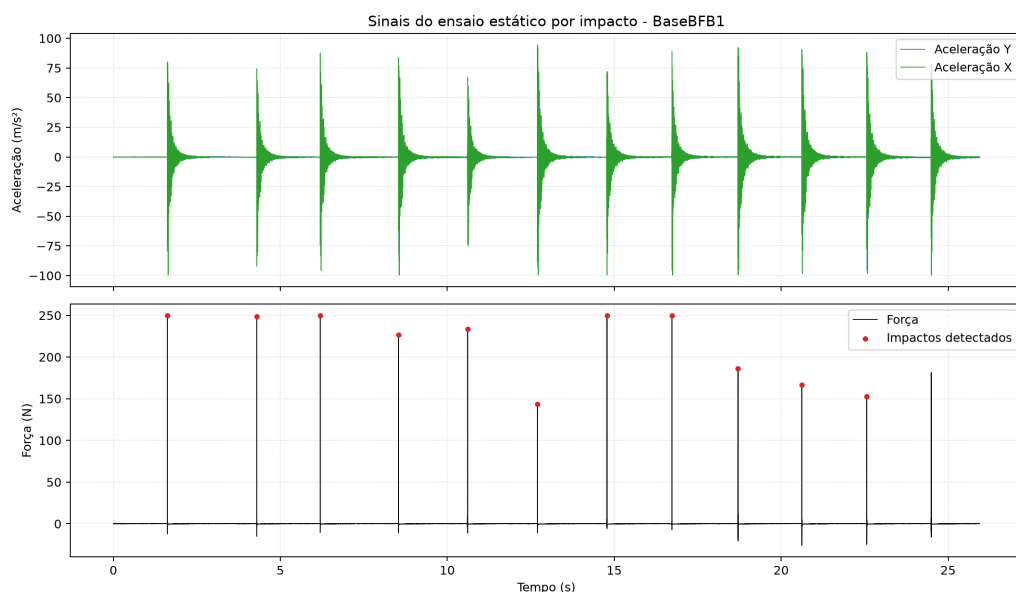
Figura 32 – Regiões de impacto e posicionamento do acelerômetro na bancada experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Antes da aplicação da Transformada Rápida de Fourier, os sinais obtidos nos ensaios de impacto foram analisados no domínio do tempo. Essa etapa permitiu verificar a qualidade dos impactos aplicados, identificar os picos de força do martelo instrumentado e observar a resposta medida pelos acelerômetros nos eixos X e Y . A Figura 33 apresenta, como exemplo, os sinais de força e aceleração obtidos no ponto BaseBFB1, com os impactos detectados ao longo do ensaio.

Figura 33 – Sinais de força e aceleração no domínio do tempo para o ponto BaseBFB1.



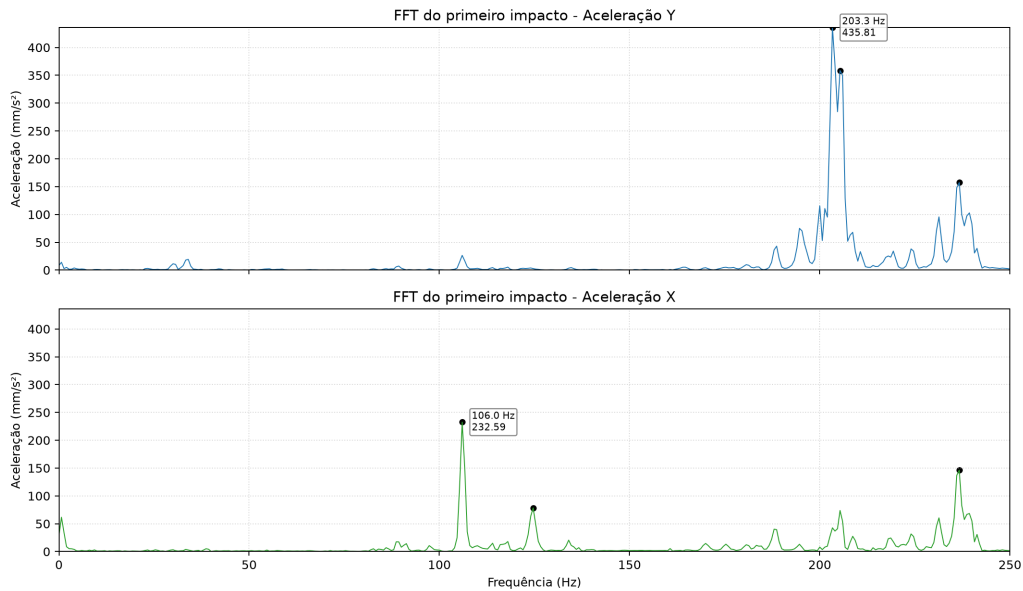
Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a identificação dos impactos, os trechos correspondentes a cada excitação

foram selecionados para o processamento espectral. Em cada segmento, removeu-se o valor médio inicial do sinal, de modo a reduzir a influência da componente contínua. Além disso, aplicou-se uma janela de decaimento ao final dos sinais de força e aceleração, reduzindo descontinuidades no trecho analisado e minimizando efeitos de vazamento espectral.

Em seguida, os sinais tratados foram convertidos para o domínio da frequência por meio da Transformada Rápida de Fourier. A análise da FFT permite identificar as faixas de frequência com maior conteúdo de resposta estrutural após o impacto. A Figura 34 apresenta a FFT do primeiro impacto para as acelerações nos eixos Y e X , evidenciando os picos de resposta associados às frequências mais excitadas no ensaio.

Figura 34 – FFT do primeiro impacto para as acelerações nos eixos Y e X no ponto BaseBFB1.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir dos sinais de força e aceleração no domínio da frequência, foram calculadas as Funções de Resposta em Frequência. De forma geral, a FRF representa a relação entre a resposta dinâmica da estrutura e a força aplicada, conforme a Equação 3.1.

$$H(\omega) = \frac{A(\omega)}{F(\omega)} \quad (3.1)$$

em que:

- $H(\omega)$: função de resposta em frequência;
- $A(\omega)$: resposta em aceleração no domínio da frequência;
- $F(\omega)$: força de excitação aplicada pelo martelo instrumentado no domínio da frequência;

- ω : frequência angular.

No processamento dos dados, a FRF foi estimada pelo método H_1 , utilizando o autoespectro da força e o espectro cruzado entre força e aceleração, conforme a Equação 3.2. Esse estimador é adequado para ensaios em que o ruído é assumido predominantemente na resposta medida. A FRF obtida corresponde à aceleração, com unidade $(\text{m/s}^2)/\text{N}$, indicando a aceleração estrutural produzida por unidade de força aplicada.

$$H_1(f) = \frac{G_{AF}(f)}{G_{FF}(f)} \quad (3.2)$$

em que:

- $G_{AF}(f)$: espectro cruzado entre aceleração e força;
- $G_{FF}(f)$: autoespectro da força aplicada;
- f : frequência.

Também foi calculada a coerência entre a força aplicada e a aceleração medida, conforme a Equação 3.3. A coerência é um indicador adimensional que varia de 0 a 1 e avalia o quanto a resposta medida em determinada frequência está relacionada à força de excitação.

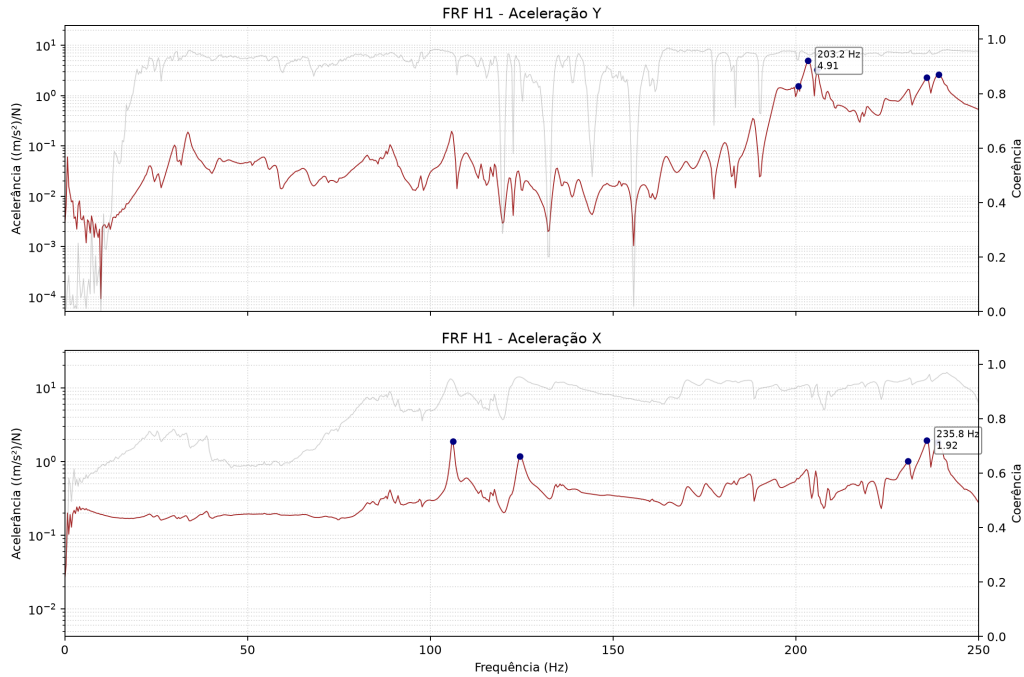
$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{AF}(f)|^2}{G_{FF}(f) \cdot G_{AA}(f)} \quad (3.3)$$

em que:

- $\gamma^2(f)$: coerência entre entrada e saída;
- $G_{AF}(f)$: espectro cruzado entre aceleração e força;
- $G_{FF}(f)$: autoespectro da força;
- $G_{AA}(f)$: autoespectro da aceleração.

Valores de coerência próximos de 1 indicam que a resposta medida naquela frequência está fortemente relacionada com a força aplicada, tornando a FRF mais confiável nessa região. Por outro lado, valores baixos de coerência podem indicar ruído, baixa excitação naquela faixa de frequência, comportamento não linear, problemas de medição ou baixa relação entre entrada e saída. Na Figura 35, a coerência é apresentada juntamente com a FRF estimada pelo método H_1 , permitindo avaliar não apenas os picos de resposta, mas também a confiabilidade das frequências identificadas (EWINS, 2000).

Figura 35 – FRF estimada pelo método H_1 e coerência para o ponto BaseBFB1.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após o cálculo das FRFs individuais, os resultados foram agrupados conforme a região da bancada analisada, sendo elas BFB, BFT, trilho e vigas laterais. Para cada grupo, as magnitudes das FRFs obtidas nos arquivos correspondentes foram interpoladas para uma mesma base de frequência. Em seguida, calculou-se a FRF média de cada região, conforme a Equação 3.4.

$$\overline{H}(f_i) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n H_k(f_i) \quad (3.4)$$

em que:

- $\overline{H}(f_i)$: FRF média na frequência f_i ;
- $H_k(f_i)$: FRF do arquivo k interpolada na frequência f_i ;
- n : número de arquivos considerados no agrupamento.

Dessa forma, foi possível obter uma representação média do comportamento dinâmico de cada região da bancada, reduzindo a influência de variações pontuais entre impactos e facilitando a identificação das frequências de maior resposta estrutural.

Também foi calculada a coerência entre força e aceleração como critério auxiliar de confiabilidade das respostas obtidas. Valores de coerência próximos de 1 indicam maior relação entre a força aplicada e a resposta medida naquela frequência, enquanto valores reduzidos podem estar associados a ruído, baixa excitação, não linearidades ou problemas

de medição. Dessa forma, a coerência foi utilizada como apoio na interpretação dos picos identificados nas FRFs.

A identificação das frequências naturais foi realizada a partir dos picos predominantes nas funções de resposta em frequência. Esses picos indicam as faixas em que a estrutura apresenta maior amplificação dinâmica quando submetida a excitações externas. Para cada região analisada, as FRFs individuais foram agrupadas, interpoladas para uma mesma base de frequência e posteriormente médias, obtendo-se curvas representativas para a base da BFB, base das BFTs, vigas laterais e trilho do alternador. Também foi calculada uma FRF global da bancada a partir do conjunto dos ensaios disponíveis.

Além do ensaio de impacto, foi realizada a análise vibracional operacional com a bancada em funcionamento. Nessa etapa, o acelerômetro registrou a resposta da estrutura sob as condições reais de operação do sistema hidráulico, enquanto a rotação da BFB foi controlada por meio do inversor de frequência. Diferentemente do ensaio de impacto, essa etapa não utilizou excitação artificial por martelo, pois a própria operação do conjunto forneceu as excitações dinâmicas necessárias para a análise.

Os sinais obtidos durante a operação foram processados por FFT, permitindo identificar componentes espectrais associados à rotação das máquinas, ao acoplamento mecânico e à resposta global da bancada, sendo analisado em função do quadro de diagnóstico (SKF, 2026) presente no anexo deste trabalho e discutido no capítulo 4.1.2. Essa abordagem possibilitou comparar o comportamento vibracional da estrutura em repouso e em funcionamento, fornecendo subsídios para avaliar se as frequências de operação se aproximavam das frequências naturais identificadas no ensaio de impacto.

Complementarmente, a modelagem tridimensional da bancada em SolidWorks® foi utilizada como apoio à interpretação dos modos de vibração. A representação geométrica permitiu relacionar as regiões de maior interesse estrutural com os pontos experimentais de medição, logo, a análise modal experimental por impacto e a análise vibracional operacional permitiram avaliar a resposta dinâmica da bancada frente às excitações produzidas pelo sistema BFB-BFT-alternador. Essa validação foi utilizada para identificar regiões suscetíveis à amplificação vibratória e orientar os reforços estruturais realizados posteriormente.

3.5 Dimensionamento e instalação do circuito hidráulico

Iniciando a segunda etapa do projeto, o circuito hidráulico da bancada foi dimensionado com o objetivo de conduzir a água do reservatório até a BFT em ensaio, garantindo condições adequadas de sucção da BFB, controle de vazão, monitoramento de pressão e retorno do escoamento ao reservatório. O sistema foi concebido para operar em circuito fechado, de modo que a água recircula continuamente entre o reservatório, a BFB, a BFT

e a linha de retorno.

O dimensionamento das tubulações considerou as características operacionais da BFB, as limitações geométricas da bancada, a disponibilidade de tubulações no laboratório e os critérios de segurança hidráulica associados à prevenção de cavitação. Como a BFB é responsável por fornecer energia hidráulica ao sistema, a linha de sucção foi tratada como região crítica do circuito, uma vez que perdas excessivas nessa região podem reduzir o NPSH disponível e comprometer a operação da bomba.

3.5.1 Dados operacionais da BFB

A BFB utilizada no sistema é uma THEBE® modelo TH 50/250. De acordo com os dados técnicos do fabricante, a bomba opera com rotação nominal de 1750 rpm, com diâmetro do rotor de 260 mm, sucção de 80 mm, recalque de 50 mm, vazão nominal de 59,7 m³/h, altura manométrica de 28 m.c.a. e rendimento de 65,8%. Esses parâmetros foram utilizados como referência inicial para a avaliação das velocidades de escoamento, das perdas de carga e da condição de sucção do sistema (THEBE; Ebara Corporation, 2018).

A vazão nominal da BFB foi convertida para unidades do Sistema Internacional, resultando em aproximadamente 0,0166 m³/s. A partir desse valor, foram avaliadas as velocidades médias nas tubulações disponíveis, considerando os diâmetros internos correspondentes às linhas de 2", 3" e 4". A velocidade média do escoamento foi determinada pela Equação 3.5.

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3.5)$$

em que:

- V : velocidade média do escoamento, em m/s;
- Q : vazão volumétrica, em m³/s;
- D : diâmetro interno da tubulação, em m.

A análise indicou a adoção da tubulação de 4 polegadas na sucção da BFB, com o objetivo de reduzir a velocidade do escoamento e, conseqüentemente, diminuir as perdas de carga na entrada da bomba (ÇENGEL; CIMBALA, 2007). Essa escolha é compatível com o critério usual de projeto de linhas de sucção, nas quais se busca minimizar perdas e evitar reduções excessivas de pressão. Para as linhas de recalque e retorno, foram utilizadas tubulações compatíveis com as conexões disponíveis e com a configuração física da bancada, considerando a necessidade de direcionar o escoamento até a BFT e retornar

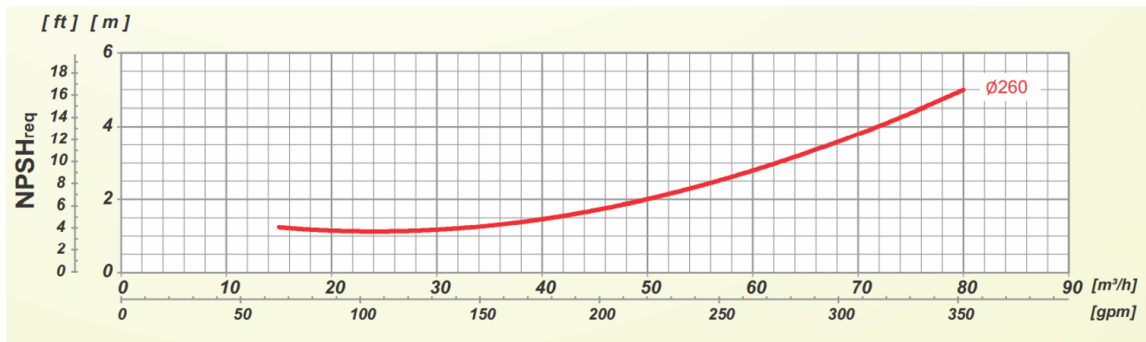
a água ao reservatório. Logo, por conta de disponibilidade de material, para o retorno da água ao reservatório, foi utilizado tubulação de PVC de 3 polegadas, sendo capaz de acoplar, individualmente, nas três BFTs presentes na bancada.

3.5.2 Avaliação do NPSH disponível

A verificação do NPSH disponível foi realizada para avaliar a possibilidade de cavitação na linha de sucção da BFB. Essa análise foi necessária porque a BFB opera como máquina responsável pela alimentação hidráulica do circuito. Assim, qualquer instabilidade na sucção poderia alterar a vazão fornecida à BFT, aumentar vibrações e comprometer a repetibilidade das medições.

Por meio da curva fornecida pelo fabricante da BFB, apresentada na Figura 36, foi identificado o valor aproximado de NPSH requerido para a vazão nominal da bomba. Considerando a vazão de 59,7 m³/h, o NPSH requerido foi estimado em aproximadamente 8,9 m (THEBE; Ebara Corporation, 2018).

Figura 36 – Curva de NPSH requerido da BFB THEBE® modelo TH 50/250 MANCA.



Fonte: (THEBE; Ebara Corporation, 2018).

O NPSH disponível foi calculado considerando a pressão atmosférica local, a pressão de vapor da água, a diferença de cota entre o nível livre do reservatório e o eixo da BFB e as perdas de carga na linha de sucção. A formulação geral adotada é apresentada na Equação 3.6.

$$NPSH_d = \frac{P_{atm}}{\rho g} + z_s - \frac{P_v}{\rho g} - h_{f,s} \quad (3.6)$$

em que:

- $NPSH_d$: NPSH disponível, em m;
- P_{atm} : pressão atmosférica, em Pa;
- ρ : massa específica da água, em kg/m³;

- g : aceleração da gravidade, em m/s^2 ;
- z_s : altura geométrica do nível livre do reservatório em relação ao eixo da BFB, em m;
- P_v : pressão de vapor da água, em Pa;
- $h_{f,s}$: perda de carga total na linha de sucção, em m.

As perdas de carga na linha de sucção foram estimadas pela soma das perdas distribuídas e localizadas. As perdas distribuídas representam o atrito ao longo da tubulação, enquanto as perdas localizadas representam os efeitos de válvulas, curvas, reduções, uniões e demais singularidades do circuito. A perda total foi calculada pela Equação 3.7 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum K \frac{V^2}{2g} \quad (3.7)$$

em que:

- h_f : perda de carga total, em m;
- f : fator de atrito de Darcy;
- L : comprimento da tubulação, em m;
- D : diâmetro interno da tubulação, em m;
- V : velocidade média do escoamento, em m/s;
- $\sum K$: somatório dos coeficientes de perda localizada.

Para determinação do regime de escoamento, foi calculado o número de Reynolds por meio da Equação 3.8. A partir desse valor e da rugosidade relativa da tubulação de aço galvanizado, o fator de atrito foi estimado com auxílio do diagrama de Moody, apresentado na Figura 37.

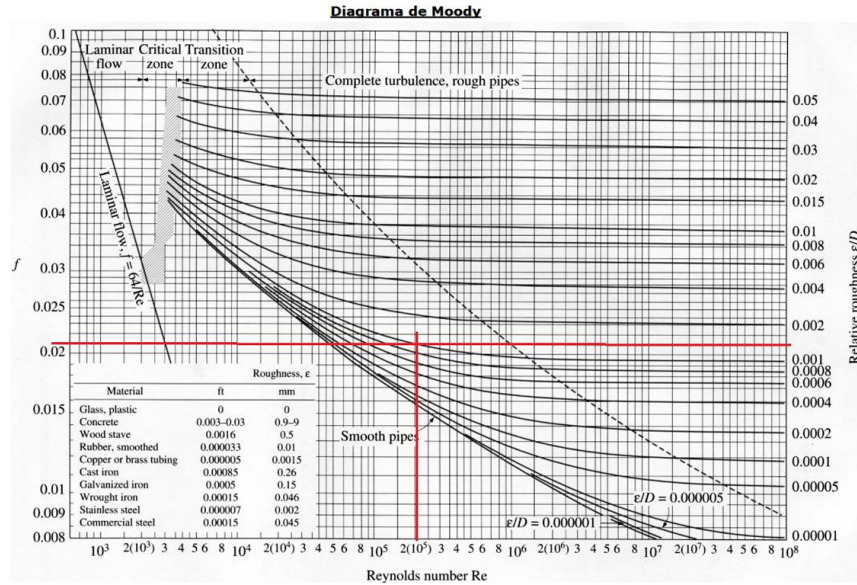
$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (3.8)$$

em que:

- Re : número de Reynolds;
- V : velocidade média do escoamento, em m/s;
- D : diâmetro interno da tubulação, em m;

- ν : viscosidade cinemática do fluido, em m^2/s .

Figura 37 – Diagrama de Moody utilizado para estimativa do fator de atrito em tubulações.



Fonte: (ÇENGEL; CIMBALA, 2007)(adaptado).

Considerando a rugosidade aparente do aço galvanizado e o diâmetro interno da tubulação de sucção, obteve-se rugosidade relativa de aproximadamente 0,0016. Com base no número de Reynolds e na leitura do diagrama de Moody, adotou-se fator de atrito próximo de 0,02. Para a configuração analisada, a perda de carga total estimada na linha de sucção foi de 1,88 m.

$$h_f = 0,021 \left(\frac{3}{0,100} \right) \left(\frac{2,11^2}{2 \cdot 9,81} \right) + 1,3 \left(\frac{2,11^2}{2 \cdot 9,81} \right) + (1,6 + 0,4) \left(\frac{3,76^2}{2 \cdot 9,81} \right) \quad (3.9)$$

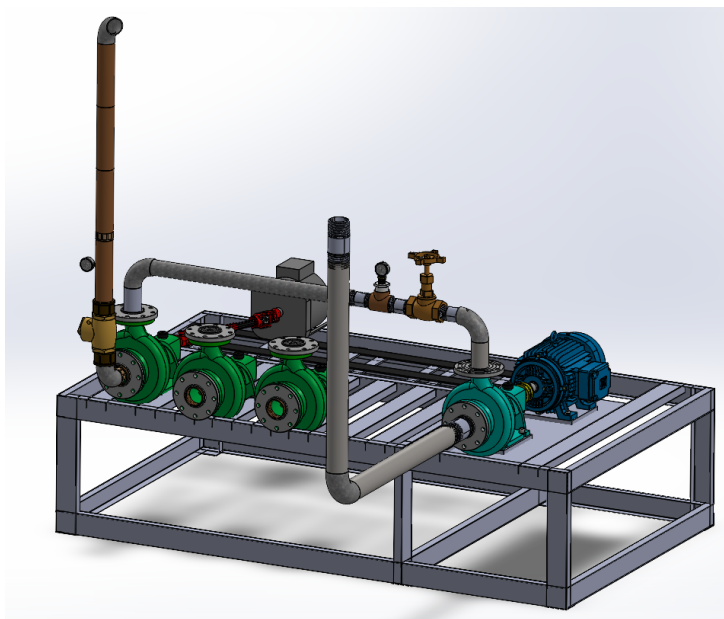
$$h_f = 1,88; \text{m} \quad (3.10)$$

A partir da perda de carga estimada, obteve-se NPSH disponível de aproximadamente 9,44 m. Como esse valor é superior ao NPSH requerido estimado de 8,9 m, a condição $NPSH_d > NPSH_r$ foi satisfeita para a configuração analisada. Esse resultado indica que, nas condições adotadas no dimensionamento, a linha de sucção apresenta margem positiva em relação ao critério de cavitação da BFB. Além disso, essa verificação foi utilizada como critério preliminar de segurança hidráulica para a operação da bancada. Como o NPSH disponível depende das condições reais de instalação, da temperatura da água, do nível do reservatório e das perdas efetivas do circuito, a operação experimental também exigiu inspeção visual, monitoramento de ruídos, vibrações e estabilidade da vazão durante os ensaios.

3.5.3 Modelagem e configuração do circuito

Após o dimensionamento preliminar, foi elaborada a representação tridimensional do sistema hidráulico em SolidWorks®, com o objetivo de verificar a compatibilidade geométrica entre tubulações, bombas, bancada e reservatório. A modelagem permitiu visualizar a disposição das linhas de sucção, recalque e retorno, além de orientar a instalação física dos componentes. A Figura 38 apresenta a representação tridimensional da configuração proposta para a bancada.

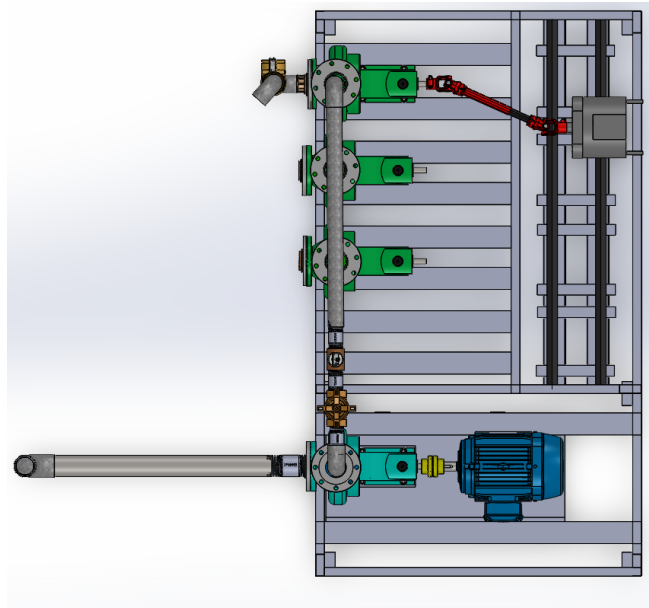
Figura 38 – Representação tridimensional do circuito hidráulico da bancada experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A linha de sucção foi orientada do reservatório externo até a BFB, enquanto a linha de recalque foi direcionada para a BFT em ensaio. A jusante da BFT foi conectada à linha de retorno, conduzindo a água novamente ao reservatório. A vista superior da configuração modelada é apresentada na Figura 39.

Figura 39 – Vista superior da configuração do circuito hidráulico modelado em SolidWorks®.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A configuração final foi definida considerando a necessidade de permitir substituição rápida da BFT, acesso aos registros, instalação dos instrumentos de medição e desmontagem parcial do circuito para manutenção. Dessa forma, foram previstas uniões em pontos estratégicos, permitindo a remoção de trechos da tubulação sem comprometer o conjunto completo.

3.5.4 Instalação física das tubulações

A instalação física do circuito iniciou-se pela linha de sucção da BFB. Para possibilitar a conexão entre a bomba e a tubulação de maior diâmetro, foi fabricada uma bucha de redução em nylon torneado pelo técnico de laboratório José C. Venturin, da Faculdade de Engenharia. Essa peça atuou como elemento de transição, vedação com borracha e proteção mecânica entre a sucção da bomba e a tubulação instalada, conforme apresentado na Figura 40.

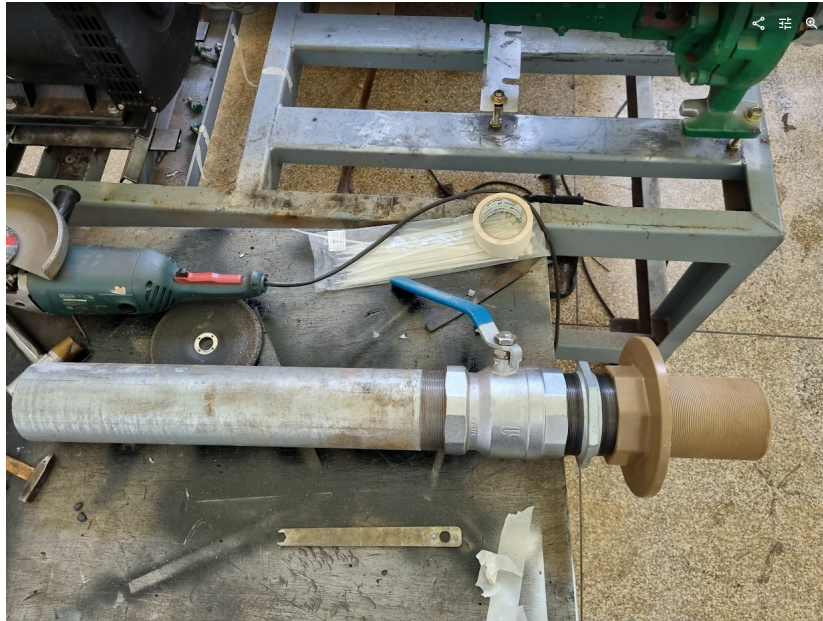
Figura 40 – Bucha de nylon com vedação de borracha instalada na sucção da BFB para conexão com a tubulação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A linha de sucção foi construída com tubo de aço galvanizado de 4", válvula de alavanca e união. Essa configuração teve como finalidade reduzir a velocidade de escoamento na entrada da BFB, facilitar a conexão com o reservatório e permitir a remoção do conjunto em operações de manutenção. A Figura 41 apresenta a tubulação de sucção instalada.

Figura 41 – Tubulação de sucção da BFB construída em aço galvanizado de 4”.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na sequência, foi instalada a linha de recalque, composta por curvas, conexões, manômetro e válvula de gaveta. O manômetro foi posicionado de modo a permitir o monitoramento da pressão de entrada da BFT, grandeza necessária para o cálculo da altura hidráulica total durante os ensaios. A válvula de gaveta foi utilizada para possibilitar controle e isolamento do escoamento no circuito. A Figura 42 apresenta o sistema acoplado ao reservatório e à linha de recalque.

Figura 42 – Sistema hidráulico acoplado ao reservatório e à linha de recalque da bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A linha de retorno foi projetada para conduzir a água da saída da BFT até o reservatório, minimizando a formação excessiva de bolhas e a entrada de ar na região de sucção da BFB. Para isso, o retorno foi direcionado de forma a reduzir turbulência localizada no reservatório. Além disso, a utilização de união na tubulação de retorno permitiu a desmontagem parcial do sistema e a substituição da BFT ensaiada com maior agilidade. A Figura 43 apresenta o sistema de retorno instalado.

Figura 43 – Sistema de retorno da água da BFT para o reservatório.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, a montagem completa do circuito hidráulico foi concluída conforme a configuração previamente modelada. A Figura 44 apresenta a bancada com o sistema hidráulico instalado, incluindo as linhas de sucção, recalque e retorno.

Figura 44 – Montagem do circuito hidráulico de teste instalado na bancada experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A configuração instalada permitiu a operação do sistema em circuito fechado, com alimentação da BFT pela BFB, monitoramento da pressão de entrada e retorno da água ao reservatório. Assim, o circuito hidráulico forneceu a infraestrutura necessária para os ensaios de caracterização da BFT em vazio, possibilitando a medição de vazão, pressão, rotação e tensão nos diferentes pontos de operação definidos pela frequência do inversor.

3.5.4.1 Adequação modular da linha de recalque

A utilização inicial da tubulação rígida de aço galvanizado na linha de recalque foi adotada em função da disponibilidade de componentes no laboratório e da necessidade de realizar o comissionamento hidráulico inicial da bancada, sendo realizado o teste com a BFT de maior rotor e potência INI 40-250. Essa montagem permitiu verificar a circulação de água no circuito, o acionamento da BFT em regime reverso e o funcionamento dos pontos de medição previstos para os ensaios.

Entretanto, para a configuração modular pretendida, na qual diferentes BFTs devem ser ensaiadas com a mesma BFB e o mesmo circuito hidráulico principal, a manutenção de trechos rígidos de aço na conexão de recalque exigiria adaptações específicas para cada bomba, além da falta de equipamentos disponíveis para sua instalação. Como as BFTs apresentam posições e geometrias distintas, essa solução aumentaria a necessidade de cortes, conexões adicionais e consumo de material, além de tornar a troca entre bombas mais demorada.

Dessa forma, para corrigir este problema, definiu-se a substituição de uma mangueira reforçada com sistema de engate rápido na linha de recalque por reduzir a necessidade de fabricação de novos trechos rígidos, facilitar o acoplamento da linha de alimentação à BFT selecionada e preservar a flexibilidade operacional da bancada. A mangueira permite pequenas variações de posicionamento entre as bombas, mantendo a mesma infraestrutura hidráulica principal e simplificando o procedimento de preparação dos ensaios. Portanto, toda linha de recalque foi substituída, após a validação do teste da INI 40-250, para utilização da mangueira de encaixe rápido. A seguir, as Figuras 45, 46 e 47 apresentam o sistema de recalque com mangueira reforçada montado para cada BFT avaliada. Ademais, a Figura 48 demonstra o novo sistema de retorno que permite acoplamento rápido na seção de retorno da BFT, permitindo de maneira prática o fácil acoplamento e desacoplamento de uma turbina para outra.

Figura 45 – Sistema de recalque com mangueira reforçada acoplado à BFT de 2 cv.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 46 – Sistema de recalque com mangueira reforçada acoplado à BFT de 4 cv.



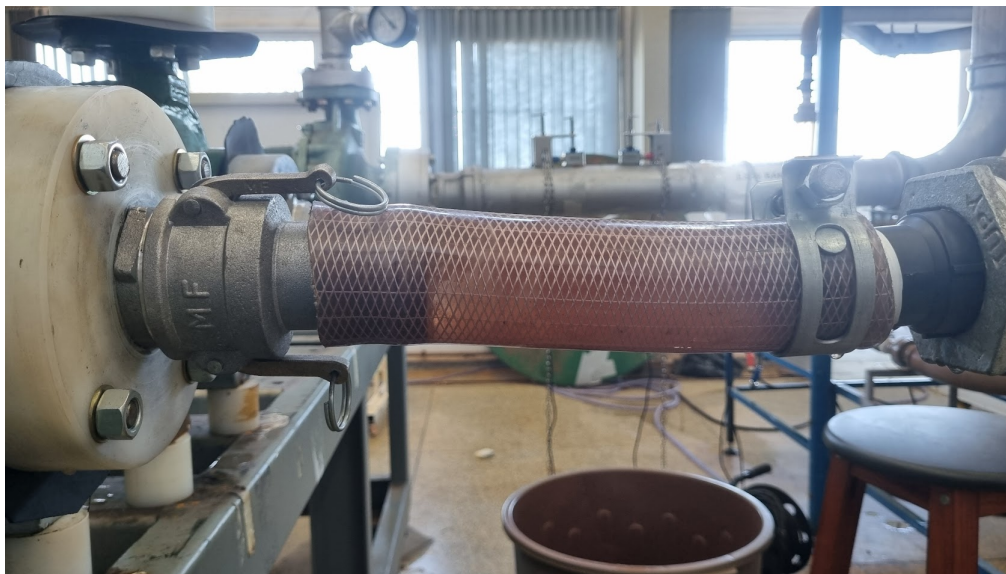
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 47 – Sistema de recalque com mangueira reforçada acoplado à BFT de 6 cv.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 48 – Sistema de acoplamento de retorno da BFT.



Fonte: Elaborado pelo autor.

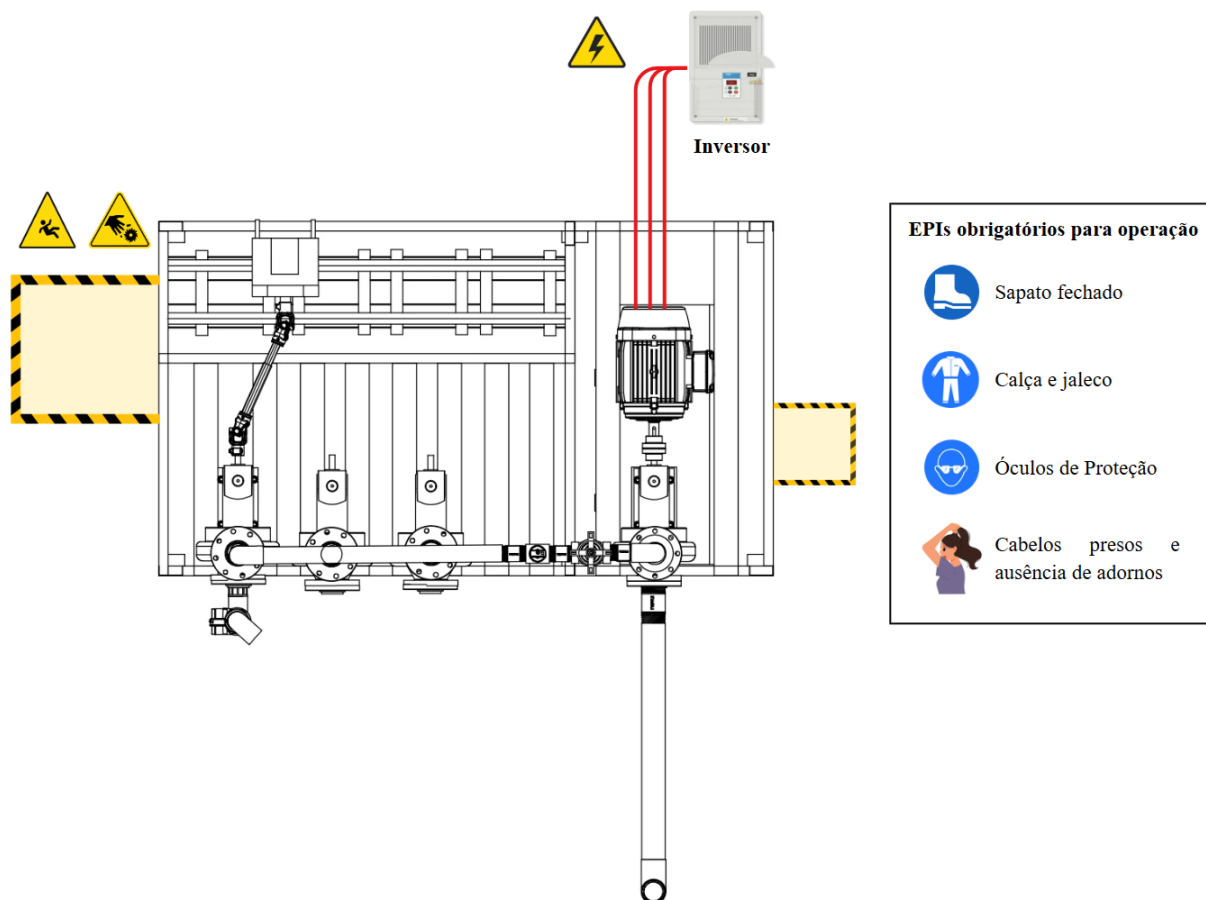
Embora a mangueira e seus engates possam introduzir perdas localizadas adicionais, a pressão utilizada para o cálculo da altura hidráulica disponível foi medida na entrada da BFT em ensaio. Dessa forma, a condição hidráulica efetivamente entregue à máquina foi considerada a partir da medição experimental realizada durante a operação.

3.6 Procedimentos de segurança operacional

A operação da bancada experimental envolvendo bombas centrífugas, tubulações pressurizadas, acoplamentos rotativos, alternador e inversor de frequência exige a adoção de procedimentos de segurança, em razão dos riscos mecânicos, hidráulicos e elétricos associados ao sistema. Assim, antes da realização dos ensaios, foi estabelecido um protocolo de segurança operacional contemplando o uso de equipamentos de proteção individual, a inspeção pré-operacional da bancada, os procedimentos seguros durante a operação e as etapas de desligamento e pós-operação.

A Figura 49 apresenta a representação esquemática dos principais perigos associados à operação da bancada experimental. A sinalização adotada foi organizada com base na identificação visual dos riscos presentes no sistema, com destaque para o risco elétrico associado ao inversor e ao motor, o risco mecânico relacionado às partes rotativas e acoplamentos, e a delimitação de áreas de afastamento durante a operação. A interpretação da figura pode ser associada às diretrizes gerais de prevenção da NR-5 (BRASIL, 2022b), aos requisitos de EPI da NR-6 (BRASIL, 2022c), aos critérios de segurança em instalações elétricas da NR-10 (BRASIL, 2023), à segurança em máquinas e equipamentos da NR-12 (BRASIL, 2024) e à sinalização de segurança prevista na NR-26 (BRASIL, 2022a).

Figura 49 – Mapa esquemático dos principais riscos associados à operação da bancada experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor.

1. Equipamentos de proteção individual

Antes de acessar a bancada ou iniciar qualquer ensaio, o operador deve utilizar equipamentos de proteção individual compatíveis com os riscos do sistema. O uso de óculos de segurança com proteção lateral é obrigatório para reduzir o risco de contato com partículas, respingos de água, óleo ou fragmentos provenientes de componentes mecânicos. Também deve ser utilizado calçado de segurança fechado, preferencialmente com sola antiderrapante, devido à possibilidade de umidade no piso e à presença de componentes metálicos próximos à área de circulação.

O operador deve utilizar jaleco ou avental de algodão, preferencialmente de manga longa, evitando roupas soltas que possam entrar em contato com partes rotativas. Cabelos compridos devem permanecer presos durante toda a operação, e não devem ser utilizados adornos, como anéis, pulseiras, relógios, correntes ou qualquer outro item que possa ser puxado por eixos, acoplamentos ou componentes em movimento.

2. Inspeção pré-operacional

Nenhum ensaio deve ser iniciado sem inspeção prévia da bancada. Antes do acionamento da BFB, do alternador ou da abertura de válvulas, deve-se realizar uma verificação visual completa das tubulações, conexões, reservatório, registros e mangueiras, observando a existência de vazamentos, fissuras, deformações, peças soltas, ressecamento, dobras excessivas ou sinais de desgaste.

As ligações elétricas devem ser verificadas antes da energização do sistema. O operador deve conferir se os cabos de alimentação não apresentam isolamento danificado, se não há contato entre cabos e regiões úmidas, e se as conexões entre inversor de frequência, motor da BFB, alternador e instrumentos de medição estão corretamente posicionadas. O aterramento do motor elétrico e do inversor de frequência também deve ser confirmado antes da operação, como medida de proteção contra choques elétricos.

Os elementos de fixação mecânica devem ser inspecionados e reapertados quando necessário. Essa verificação deve incluir os parafusos de fixação da BFB, das BFTs e do alternador à bancada, os parafusos dos acoplamentos, os elementos de união entre eixos, as conexões das tubulações e os pontos de fixação das mangueiras ao reservatório e às bombas. Essa etapa é essencial para reduzir vibrações excessivas, desalinhamentos e risco de desprendimento de componentes durante o funcionamento.

Também devem ser conferidos o nível de óleo dos equipamentos, a condição dos registros e válvulas de passagem, a funcionalidade dos manômetros, a fixação do multímetro e o posicionamento do medidor ultrassônico de vazão. Os instrumentos de medição devem estar firmemente instalados, em condição adequada de leitura e sem interferência direta de vibrações ou umidade.

3. Procedimentos durante a operação

A partida da bancada deve ser realizada de forma gradual, utilizando o inversor de frequência para elevar progressivamente a rotação da BFB. Após o início da circulação de água, o operador deve verificar se há vazamentos, oscilações anormais nos instrumentos, ruídos incomuns, vibração excessiva ou sinais de cavitação. Caso qualquer comportamento anormal seja identificado, o sistema deve ser desligado imediatamente e somente deve ser religado após inspeção e correção da causa.

Durante a operação, não se deve realizar intervenções mecânicas, hidráulicas ou elétricas com o sistema pressurizado ou com partes rotativas em movimento. Não é permitido apertar conexões, ajustar acoplamentos, reposicionar sensores, manusear válvulas de forma brusca ou tentar conter vazamentos durante o funcionamento da bancada. Qualquer ajuste deve ser realizado apenas após o desligamento completo do sistema e a confirmação de ausência de movimento nos eixos.

O operador deve manter distância segura dos eixos, acoplamentos, cardã, partes rotativas e regiões de transmissão mecânica. A área ao redor da bancada deve permanecer livre de objetos soltos, ferramentas, cabos desorganizados ou materiais que possam interferir na operação. Sempre que houver demarcação no piso ou barreira física de segurança, esses limites devem ser respeitados.

Os ensaios devem respeitar os limites operacionais dos equipamentos utilizados, incluindo rotação máxima, pressão admissível, vazão limite, tensão elétrica e corrente nominal. A operação fora desses limites pode causar sobrepressão, rompimento de conexões, danos mecânicos às bombas, falhas no alternador, aquecimento de componentes elétricos e comprometimento da segurança dos operadores.

4. Desligamento e pós-operação

Ao final do ensaio, a rotação da BFB deve ser reduzida gradualmente pelo inversor de frequência até a parada do escoamento. Em seguida, o sistema deve ser desconectado da alimentação elétrica, respeitando-se a sequência de desligamento dos equipamentos utilizados. O operador deve aguardar a parada completa dos eixos e acoplamentos antes de se aproximar das partes móveis.

Após o desligamento, deve-se realizar nova inspeção visual da bancada, verificando a presença de vazamentos, umidade no piso, peças soltas, afrouxamento de conexões, danos aparentes nas tubulações e condição geral dos instrumentos. Qualquer anomalia observada deve ser registrada e corrigida antes de um novo ensaio.

A bancada deve ser mantida limpa, seca e organizada após o uso. Resíduos de óleo, água ou fluido devem ser removidos imediatamente para evitar escorregamentos, contaminação do ambiente e degradação dos componentes. Panos, estopas ou materiais contaminados com óleo devem ser descartados em recipientes apropriados, conforme os procedimentos de segurança do laboratório.

O cumprimento dessas orientações é indispensável para garantir a integridade dos operadores, a preservação dos equipamentos e a continuidade dos ensaios experimentais com segurança. Ademais, como a região de acoplamento entre a BFT e o alternador possui elementos rotativos e juntas parafusadas submetidas a altas rotações, foi instalada uma proteção metálica com tela de contenção, fixada diretamente à bancada. Essa proteção atua como barreira física, reduzindo o risco de contato acidental com as partes móveis e de projeção de componentes em caso de eventual soltura durante a operação.

Figura 50 – Proteção metálica instalada na região de acoplamento entre a BFT e o alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.7 Instrumentação e procedimento experimental

A terceira etapa do projeto consistiu no ensaio da BFT INI 40-250 por apresentar maior rotor e, conseqüentemente, maior necessidade de torque para atingir a inércia necessária. A instrumentação da bancada foi definida para medir as principais grandezas hidráulicas, mecânicas e elétricas associadas à operação preliminar do conjunto BFB-BFT-alternador. Como os ensaios foram conduzidos em vazio, sem carga elétrica conectada aos terminais do alternador, foram medidas diretamente a vazão, a velocidade média do escoamento, a pressão de entrada da BFT, a rotação do eixo e a tensão elétrica em vazio. Para cada ponto de operação, a frequência do inversor da BFB foi ajustada progressivamente. Após cada ajuste, aguardou-se a estabilização da vazão e da rotação do conjunto antes do registro das leituras. As medições foram repetidas três vezes por ponto ensaiado, buscando reduzir oscilações pontuais e aumentar a consistência dos dados experimentais.

O procedimento experimental consistiu na variação progressiva da frequência do inversor de frequência acoplado à BFB. Para cada ponto de operação, aguardou-se a estabilização do escoamento e da rotação do conjunto antes do registro das leituras. A frequência do inversor foi elevada progressivamente para cada BFT, respeitando a faixa de operação possível em cada ensaio, feito 3 medições para cada BFT e realizando as medições a cada 2 Hz do inversor de frequência, sendo medido após 10 segundos para estabilizar o fluxo de água na BFT.

Em cada frequência de acionamento, foram registrados os valores de vazão, velocidade média do escoamento, pressão de entrada da BFT, rotação do conjunto e tensão

em vazio do alternador. O ensaio foi conduzido inicialmente em baixas frequências, aumentando-se gradualmente a rotação da BFB até o limite de rotação da BFB de 1800 rpm, permitindo avaliar a resposta progressiva da BFT ao aumento da energia hidráulica fornecida pela BFB e verificar a evolução da tensão gerada pelo alternador em função da rotação.

3.7.1 Medidor de Vazão Ultrassônico

A vazão instantânea e a velocidade média do fluido foram medidas por meio de um medidor ultrassônico portátil CAM-3000H (Figura 51), do tipo *clamp-on*, baseado no princípio do tempo de trânsito. A escolha do equipamento deve-se à sua característica não invasiva, pois os transdutores são instalados externamente à tubulação, sem necessidade de seccionamento da linha ou contato direto com o fluido.

Figura 51 – Medidor ultrassônico portátil CAM-3000H.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A instalação foi realizada em um trecho retilíneo da tubulação metálica de 4” de diâmetro nominal (região de sucção). Para reduzir interferências no escoamento, buscou-se respeitar os trechos retos recomendados para instalação do medidor. Considerando a presença de curva dupla de 90° em planos diferentes, adotou-se como referência a distância mínima de $20D$ a montante e $5D$ a jusante dos transdutores (SENSLOR, 2026). No equipamento, foram inseridos os parâmetros da tubulação e do fluido, incluindo diâmetro

externo de 101,6 mm, espessura de parede de 3,91 mm, material da tubulação e fluido de trabalho, neste caso água.

Figura 52 – Montagem do medidor ultrassônico portátil CAM-3000H na tubulação de sucção da bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os transdutores foram posicionados no mesmo plano horizontal da tubulação, em arranjo do tipo V. A distância entre os sensores foi determinada pelo próprio equipamento, a partir dos dados inseridos e do tempo de trânsito calculado para a condição de medição. Para garantir a transmissão adequada do sinal ultrassônico, aplicou-se gel acoplante na base dos transdutores, que foram fixados externamente à tubulação por meio de abraçadeiras metálicas.

A qualidade da medição foi verificada pelo parâmetro S (*Signal Strength*) indicado no visor do CAM-3000H. Conforme o manual do equipamento, valores de S entre 700 e 999 indicam boa qualidade de sinal, sendo desejável que o valor esteja o mais próximo possível de 999 MANUAL. Leituras entre 500 e 699 podem ser aceitas, porém com menor estabilidade e precisão (SENSLOR, 2026). Portanto, a medição foi analisada com valor de 752 de acordo com a instalação.

3.7.2 Manômetro

A pressão de entrada da BFT foi medida por meio de manômetro instalado na linha de recalque, a montante da BFT em ensaio. Essa grandeza foi registrada em kgf/cm^2 e posteriormente convertida para altura de coluna d'água no tratamento dos dados. Como a saída da BFT foi direcionada ao reservatório, a pressão manométrica de saída foi considerada nula para o cálculo da altura hidráulica total, assumindo descarga para condição atmosférica.

3.7.3 Tacômetro

A rotação do conjunto BFT-alternador foi medida com tacômetro óptico no eixo do alternador, conforme apresentado na Figura 53. Para possibilitar a leitura sem contato, foi fixada uma fita refletiva no eixo, permitindo que o equipamento registrasse a rotação em rpm para cada condição de operação.

Figura 53 – Medição da rotação do conjunto BFT-alternador com tacômetro óptico e fita refletiva fixada no eixo do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.7.4 Multímetro

A tensão elétrica foi medida nos terminais do alternador em condição de vazio, sem conexão de carga elétrica externa, conforme apresentado na Figura 54. Essa medição teve como objetivo verificar a capacidade do conjunto de desenvolver tensão a partir da rotação imposta pela BFT e identificar a faixa de operação em que ocorre o início perceptível da excitação do alternador. É importante destacar que a tensão não foi medida no visor do alternador devido a resolução do visor analógico ser mais baixa, favorecendo incertezas durante a medição.

Figura 54 – Medição da tensão elétrica em vazio nos terminais do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

É importante destacar que, nesta etapa, não foram realizadas medições de torque no eixo nem de potência elétrica útil, uma vez que o alternador operou sem carga externa conectada. Dessa forma, os dados experimentais obtidos permitiram a caracterização hidráulica do sistema e o comissionamento eletromecânico em vazio, mas não a determinação direta da eficiência da BFT ou da eficiência global da bancada.

3.8 Tratamento dos dados

Os dados obtidos experimentalmente foram tratados com o objetivo de determinar as grandezas hidráulicas e eletromecânicas associadas à operação preliminar do conjunto BFB-BFT-alternador. As grandezas medidas diretamente foram a frequência do inversor de frequência, a vazão volumétrica, a velocidade média do escoamento, a pressão de entrada da BFT, a rotação do conjunto e a tensão em vazio do alternador. A partir dessas variáveis, foram calculadas a altura hidráulica total, a potência hidráulica disponível, a frequência elétrica estimada, a rotação específica e as estimativas de potência mecânica e torque por análise de sensibilidade.

Inicialmente, os valores de pressão medidos em kgf/cm^2 foram convertidos para pascal, conforme a Equação 3.11.

$$1, \text{kgf/cm}^2 = 98066,5, \text{Pa} \quad (3.11)$$

A parcela de altura associada à pressão manométrica foi determinada pela Equação 3.12.

$$H_p = \frac{P}{\rho g} \quad (3.12)$$

em que:

- H_p : altura equivalente de pressão, em m.c.a.;
- P : pressão manométrica medida na entrada da BFT, em Pa;
- ρ : massa específica da água, em kg/m³;
- g : aceleração da gravidade, em m/s².

Como a saída da BFT descarregava para o reservatório, sem a tubulação estar submersa na água, a pressão manométrica na saída foi considerada nula. Dessa forma, a altura hidráulica total disponível na BFT foi calculada pela aplicação da equação de Bernoulli entre a entrada e a saída da máquina, conforme a Equação 3.13.

$$H_t = \frac{P_{in} - P_{out}}{\rho g} + \frac{V_{in}^2 - V_{out}^2}{2g} + (z_{in} - z_{out}) \quad (3.13)$$

em que:

- H_t : altura hidráulica total disponível na BFT, em m;
- P_{in} e P_{out} : pressões manométricas na entrada e na saída da BFT, em Pa;
- V_{in} e V_{out} : velocidades médias do escoamento na entrada e na saída da BFT, em m/s;
- z_{in} e z_{out} : cotas geométricas das seções de entrada e saída, em m.

As velocidades médias nas seções de entrada e saída foram determinadas a partir da vazão volumétrica e da área interna das respectivas tubulações, conforme a Equação 3.14.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (3.14)$$

sendo a área interna da tubulação obtida pela Equação 3.15.

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (3.15)$$

em que:

- V : velocidade média do escoamento, em m/s;

- Q : vazão volumétrica, em m^3/s ;
- A : área interna da seção transversal da tubulação, em m^2 ;
- D_i : diâmetro interno da tubulação, em m.

Foram medidos os diâmetros internos de 0,05248 m, 0,07792 m e 0,10226 m para as tubulações de 2", 3" e 4", respectivamente. A velocidade medida pelo medidor ultrassônico correspondia à tubulação de 4". Adotaram-se ainda $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ e $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$.

Como verificação de coerência, a vazão informada pelo medidor ultrassônico foi comparada com a vazão calculada a partir da velocidade média medida e da área interna da seção de instalação do sensor, conforme a Equação 3.16.

$$Q_{calc} = V_{med}A \quad (3.16)$$

A diferença percentual absoluta entre a vazão informada pelo equipamento e a vazão calculada foi determinada pela Equação 3.17.

$$\Delta Q(\%) = \left| \frac{Q_{med} - Q_{calc}}{Q_{med}} \right| \cdot 100 \quad (3.17)$$

em que Q_{med} representa a vazão fornecida diretamente pelo medidor ultrassônico e Q_{calc} representa a vazão obtida a partir da velocidade média e da área interna da tubulação. Essa comparação foi utilizada apenas como verificação de consistência dos dados, mantendo-se a vazão medida pelo equipamento como referência principal para os cálculos hidráulicos.

A potência hidráulica disponível na BFT foi calculada a partir da vazão volumétrica e da altura hidráulica total, conforme a Equação 3.18.

$$P_h = \rho g Q H_t \quad (3.18)$$

em que:

- P_h : potência hidráulica disponível, em W;
- ρ : massa específica da água, em kg/m^3 ;
- g : aceleração da gravidade, em m/s^2 ;
- Q : vazão volumétrica, em m^3/s ;
- H_t : altura hidráulica total, em m.

A frequência elétrica estimada nos terminais do alternador foi calculada a partir da rotação medida e do número de polos da máquina. Considerando um alternador síncrono de quatro polos, utilizou-se a relação apresentada na Equação 3.19.

$$f_e = \frac{p \cdot n}{120} \quad (3.19)$$

em que:

- f_e : frequência elétrica estimada, em Hz;
- p : número de polos do alternador;
- n : rotação do eixo, em rpm.

Para o alternador utilizado, com $p = 4$, a Equação 3.19 pode ser simplificada conforme a Equação 3.20.

$$f_e = \frac{n}{30} \quad (3.20)$$

A rotação específica da BFT foi calculada de forma indicativa, utilizando a rotação, a vazão e a altura hidráulica total do ponto experimental de maior rotação. A formulação adotada é apresentada na Equação 3.21.

$$n_{qA} = \frac{n\sqrt{Q}}{H_t^{3/4}} \quad (3.21)$$

em que:

- n_{qA} : rotação específica na convenção adotada;
- n : rotação da BFT, em rpm;
- Q : vazão volumétrica, em m³/s;
- H_t : altura hidráulica total, em m.

Ressalta-se que o valor obtido para n_{qA} possui caráter apenas indicativo, uma vez que a rotação específica deve ser preferencialmente determinada no ponto de melhor eficiência da máquina (VIANA, 1987). Como os ensaios foram realizados em vazio, sem carga elétrica conectada e sem medição direta de torque, o ponto de melhor eficiência da BFT não pôde ser identificado experimentalmente.

Também foi realizada uma estimativa da condição hidráulica necessária para que a BFT atingisse a rotação nominal do alternador. Para isso, aplicaram-se as leis de

semelhança entre altura hidráulica, vazão, potência hidráulica e rotação, conforme as Equações 3.22, 3.23 e 3.24.

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (3.22)$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (3.23)$$

$$P_{h,2} = P_{h,1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (3.24)$$

em que:

- H_1 : altura hidráulica total no ponto experimental de referência, em m;
- H_2 : altura hidráulica estimada para a nova condição de rotação, em m;
- Q_1 : vazão medida no ponto experimental de referência, em m³/s;
- Q_2 : vazão estimada para a nova condição de rotação, em m³/s;
- $P_{h,1}$: potência hidráulica no ponto experimental de referência, em W;
- $P_{h,2}$: potência hidráulica estimada para a nova condição de rotação, em W;
- n_1 : rotação medida no ponto experimental de referência, em rpm;
- n_2 : rotação desejada, em rpm.

A diferença entre a altura estimada para a rotação nominal e a altura obtida experimentalmente foi calculada pela Equação 3.25.

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad (3.25)$$

em que ΔH representa a altura hidráulica adicional estimada para que a BFT atingisse a rotação desejada, mantendo-se a extrapolação idealizada por semelhança. Esse valor foi utilizado como referência para discutir a elevação adicional de carga hidráulica que seria necessária ao sistema caso se mantivesse a contribuição da BFB.

Essas estimativas foram utilizadas apenas como extrapolação idealizada, com o objetivo de avaliar a ordem de grandeza da condição hidráulica necessária para que o conjunto atingisse 1800 rpm. Portanto, os resultados obtidos por semelhança não substituem ensaios experimentais em nova condição de operação, uma vez que desconsideram alterações de rendimento, perdas hidráulicas adicionais, comportamento real da curva da BFB e resposta eletromecânica do alternador (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992).

Como não houve medição direta de torque, a potência mecânica no eixo da BFT não foi determinada experimentalmente. Para avaliar a faixa de potência de eixo que poderia ser obtida em diferentes condições hipotéticas de rendimento, foi realizada uma análise de sensibilidade. A potência mecânica estimada foi calculada pela Equação 3.26.

$$P_{eixo,est} = \eta_{BFT} P_h \quad (3.26)$$

em que:

- $P_{eixo,est}$: potência mecânica estimada no eixo, em W;
- η_{BFT} : eficiência assumida para a BFT;
- P_h : potência hidráulica disponível, em W.

Foram avaliadas eficiências hipotéticas de 30%, 40%, 50%, 60%, 65%, 70% e 80%. Essa faixa foi empregada apenas para análise de sensibilidade, não representando eficiência experimental da BFT.

A partir da potência mecânica estimada, o torque correspondente foi calculado pela Equação 3.27.

$$T_{est} = \frac{P_{eixo,est}}{\omega} \quad (3.27)$$

sendo a velocidade angular determinada pela Equação 3.28.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (3.28)$$

em que:

- T_{est} : torque estimado no eixo, em N · m;
- $P_{eixo,est}$: potência mecânica estimada, em W;
- ω : velocidade angular, em rad/s;
- n : rotação do eixo, em rpm.

Foram construídas curvas de sensibilidade para potência mecânica e torque estimados em função da vazão. Essa abordagem não caracteriza a eficiência experimental da máquina, mas fornece uma estimativa preliminar da faixa de potência mecânica associada à potência hidráulica disponível.

Figura 55 – Sistema final da bancada de BFT implementado.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, os resultados de tensão em vazio foram analisados em função da rotação do alternador, permitindo identificar um indício do estabelecimento da excitação do alternador, caracterizado pelo aumento abrupto da tensão terminal. A Figura 55 mostra como ficou a versão final da bancada de BFT implementada para medições deste trabalho.

3.8.1 Estimativa preliminar da potência elétrica em operação com carga

Embora os ensaios tenham sido conduzidos em vazio, os valores de potência hidráulica disponível permitem estimar a ordem de grandeza da potência elétrica que poderia ser obtida em ensaios futuros com carga. Essa estimativa não representa potência elétrica medida, pois não houve corrente circulando em uma carga externa, nem medição de fator de potência ou rendimento global do conjunto. Portanto, a tensão em vazio observada no alternador indica apenas a capacidade de desenvolvimento de tensão, e não a potência elétrica útil efetivamente entregue.

Para essa avaliação, adotou-se a relação entre a potência hidráulica disponível e um rendimento global hipotético do conjunto, conforme a Equação 3.29.

$$P_{el,est} = \eta_{global} P_h \quad (3.29)$$

em que $P_{el,est}$ é a potência elétrica estimada, em W, P_h é a potência hidráulica disponível, em W, e η_{global} representa o rendimento global hipotético do conjunto, em forma decimal. Esse rendimento incorpora, de forma agregada, o rendimento da BFT, as perdas de

transmissão mecânica e o rendimento do alternador, conforme a Equação 3.30.

$$\eta_{global} = \eta_{BFT} \eta_{trans} \eta_{alt} \quad (3.30)$$

em que η_{BFT} representa o rendimento da bomba funcionando como turbina, η_{trans} representa o rendimento associado à transmissão mecânica e aos acoplamentos, e η_{alt} representa o rendimento do alternador.

Na literatura, sistemas micro-hidrelétricos são frequentemente avaliados por meio de rendimentos globais em estimativas preliminares. O U.S. Department of Energy considera, para avaliações iniciais de sistemas micro-hidrelétricos, eficiências globais representativas da ordem de 50% a 70% ou superiores, dependendo das condições do sistema (U.S. Department of Energy, 2012). De forma semelhante, o guia técnico do NCAT apresenta eficiências globais típicas entre 50% e 70% para sistemas micro-hidrelétricos, além de indicar valores aproximados de 80% para geradores/alternadores e eficiências superiores a 95% para alguns sistemas de transmissão mecânica (NCAT, 2024). Para BFTs, rendimentos na faixa de 60% a 80% são reportados em condições favoráveis de seleção e operação próximas ao ponto adequado de funcionamento (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992; POLAKOVA; POLAK, 2016). No presente trabalho, entretanto, como os ensaios foram realizados em vazio, sem identificação do ponto de melhor eficiência e sem curva de rendimento do alternador sob carga, esses valores foram utilizados apenas como referência para definir cenários hipotéticos de análise de sensibilidade.

Para explicitar a ordem de grandeza dos cenários, considerou-se $\eta_{trans} = 0,90$ para representar, de forma conservadora, as perdas associadas à transmissão mecânica por junta universal tipo Cardan. Essa escolha foi definida a partir da ordem de grandeza apresentada para sistemas de transmissão mecânica em aplicações micro-hidrelétricas, nos quais o NCAT indica eficiências superiores a 95% para alguns arranjos de transmissão, como correias e caixas de engrenagens (NCAT, 2024). Como a bancada emprega junta universal tipo Cardan, e não os sistemas citados diretamente nessa referência, adotou-se um valor inferior como hipótese conservadora. Além disso, como não há escorregamento nesse tipo de acoplamento, a rotação média da BFT e do eixo do alternador pode ser considerada a mesma. Entretanto, a eficiência da transmissão não é necessariamente unitária, pois eventuais perdas mecânicas podem ocorrer principalmente na forma de redução do torque transmitido, associadas ao atrito na junta, ao desalinhamento angular, às folgas mecânicas e aos esforços alternados. Assim, o valor adotado não representa rendimento medido experimentalmente, mas uma hipótese conservadora para contemplar as perdas do acoplamento mecânico.

Para o alternador, adotou-se $\eta_{alt} = 0,80$, valor conservador para uma condição ainda não verificada experimentalmente sob carga e compatível com a ordem de grandeza

indicada pelo NCAT para geradores/alternadores em sistemas micro-hidrelétricos (NCAT, 2024). A variação principal foi atribuída ao rendimento efetivo da BFT em operação real com carga, adotando-se $\eta_{BFT} = 0,40$ no cenário conservador, $\eta_{BFT} = 0,70$ no cenário de referência e $\eta_{BFT} = 0,80$ no cenário otimista. O cenário de referência foi definido para manter coerência com a análise comparativa de potência mecânica e torque no eixo, também realizada para $\eta_{BFT} = 70\%$. Assim, obtêm-se:

$$\eta_{global,cons} = 0,40 \cdot 0,90 \cdot 0,80 \approx 0,29 \quad (3.31)$$

$$\eta_{global,ref} = 0,70 \cdot 0,90 \cdot 0,80 \approx 0,50 \quad (3.32)$$

$$\eta_{global,otim} = 0,80 \cdot 0,90 \cdot 0,80 \approx 0,58 \quad (3.33)$$

Dessa forma, foram considerados três cenários hipotéticos para o rendimento global: um cenário conservador, com $\eta_{global} \approx 0,29$, um cenário de referência, com $\eta_{global} \approx 0,50$, e um cenário otimista, com $\eta_{global} \approx 0,58$. Esses cenários foram aplicados aos valores máximos de potência hidráulica disponível calculados para cada BFT, de modo a obter uma faixa preliminar de potência elétrica possível em ensaios futuros com carga.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Validação dinâmica da bancada metálica

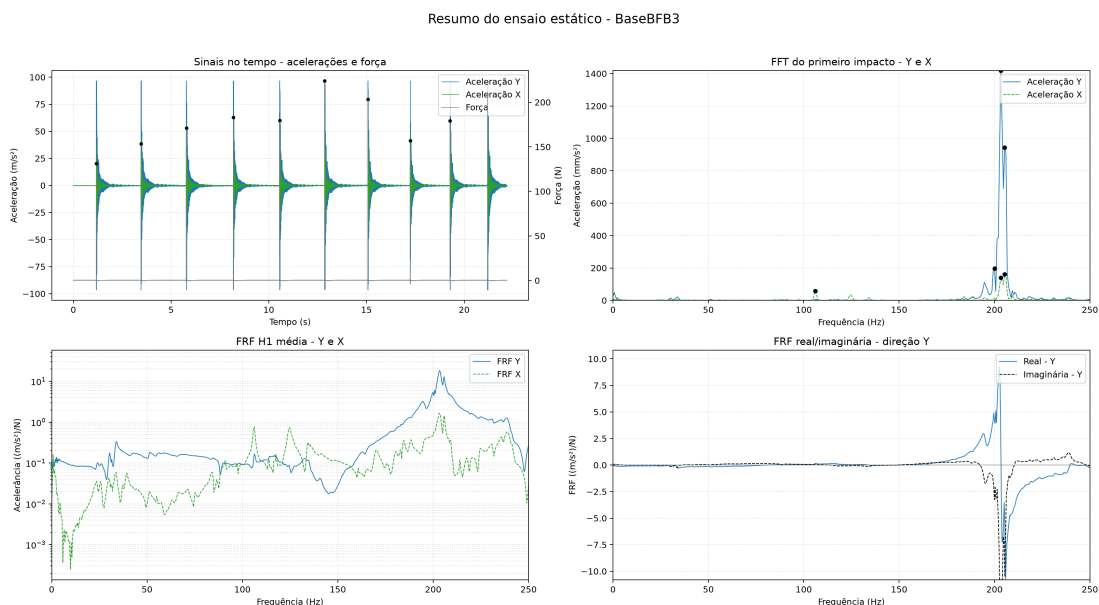
A validação dinâmica da bancada metálica foi realizada com o objetivo de complementar o estudo estrutural previamente desenvolvido por Rodrigues (2021), no qual a estrutura havia sido avaliada predominantemente sob condições estáticas de carregamento. Embora a análise estática seja suficiente para verificar a capacidade resistente da bancada frente às cargas permanentes dos equipamentos, ela não permite identificar a suscetibilidade da estrutura a efeitos dinâmicos associados à operação de máquinas rotativas. Dessa forma, a análise modal experimental e a análise vibracional operacional foram empregadas para avaliar a resposta da bancada frente às excitações geradas pela BFB, pelas BFTs, pelo acoplamento mecânico e pelo alternador.

4.1.1 Análise modal experimental

A análise modal experimental permitiu identificar as frequências naturais associadas aos principais modos de vibração da bancada metálica. A resposta dinâmica foi avaliada a partir das funções de resposta em frequência obtidas nos pontos instrumentados, contemplando a base da BFB, a região das BFTs, o trilho do alternador e as vigas laterais. Para cada ponto de medição, foram analisados os sinais de aceleração e força no domínio do tempo, os espectros de frequência obtidos por FFT, a FRF média e as componentes real e imaginária da FRF (que corresponde a tendência de ressonância) (SILVA, 2022) (MOEZZI; CYRUS; KOCI, 2024).

A Figura 56 apresenta o resumo do ensaio de impacto realizado na região da base da BFB. Observa-se a repetibilidade dos impactos aplicados, a resposta amortecida no domínio do tempo e a presença de picos bem definidos no domínio da frequência, especialmente na faixa próxima de 203 Hz. Esse comportamento indica participação dinâmica relevante da região de apoio da bomba motriz, justificando sua inclusão entre os pontos críticos avaliados.

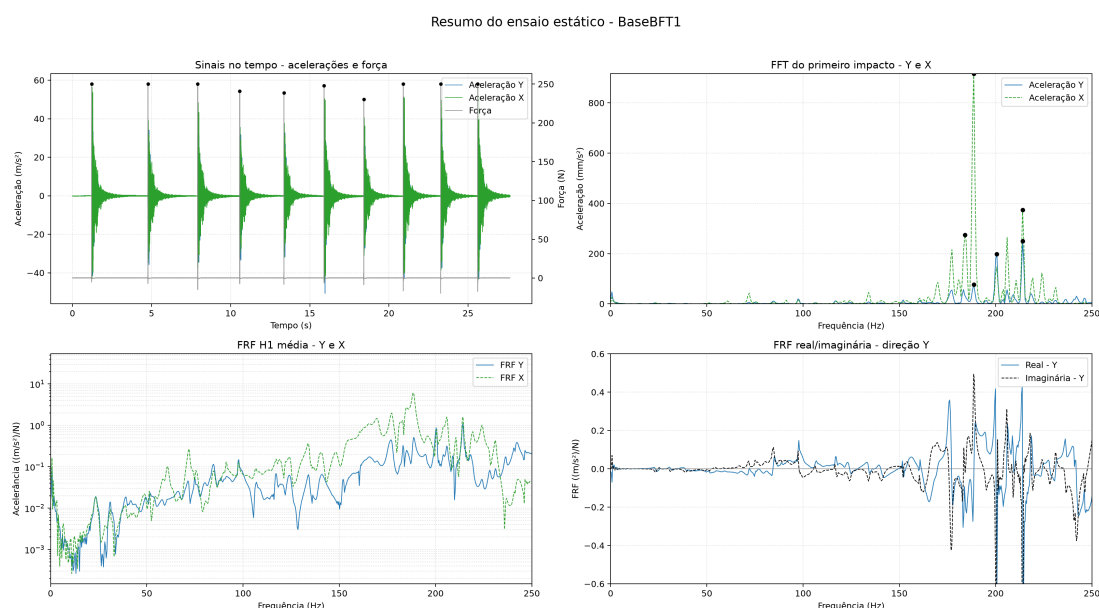
Figura 56 – Resumo do ensaio de impacto na região da base da BFB, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na região das BFTs, apresentada na Figura 57, os espectros indicaram resposta concentrada em faixas superiores de frequência, com picos associados à rigidez local da estrutura e à interação entre a base de apoio das bombas e os demais elementos da bancada. Essa região é relevante porque concentra equipamentos rotativos que transmitem esforços ao conjunto estrutural durante a operação.

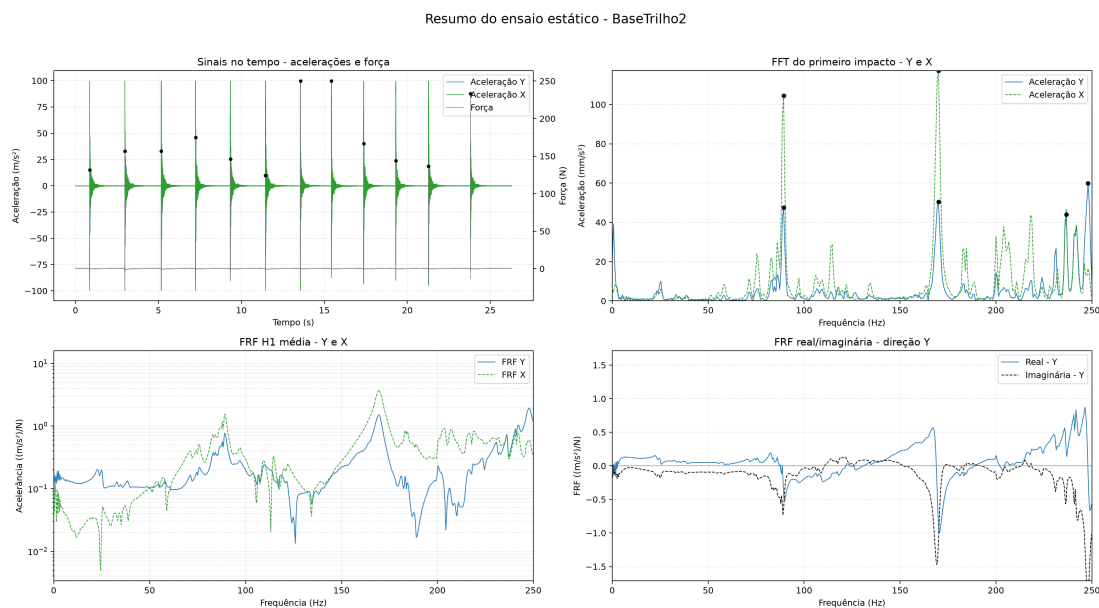
Figura 57 – Resumo do ensaio de impacto na região da base das BFTs, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 58 apresenta o resumo do ensaio realizado na região do trilho do alternador. A análise dessa região foi necessária devido à função estrutural do trilho, responsável por sustentar e permitir o deslocamento do alternador entre as diferentes posições de acoplamento com as BFTs. Os picos observados na FRF indicam que essa região apresenta participação dinâmica relevante e deve ser considerada no aprimoramento estrutural da bancada, visto que, o a faixa de frequência na região imaginária e pico (FFT) correspondem a mesma faixa no resultado de análise operacional (62).

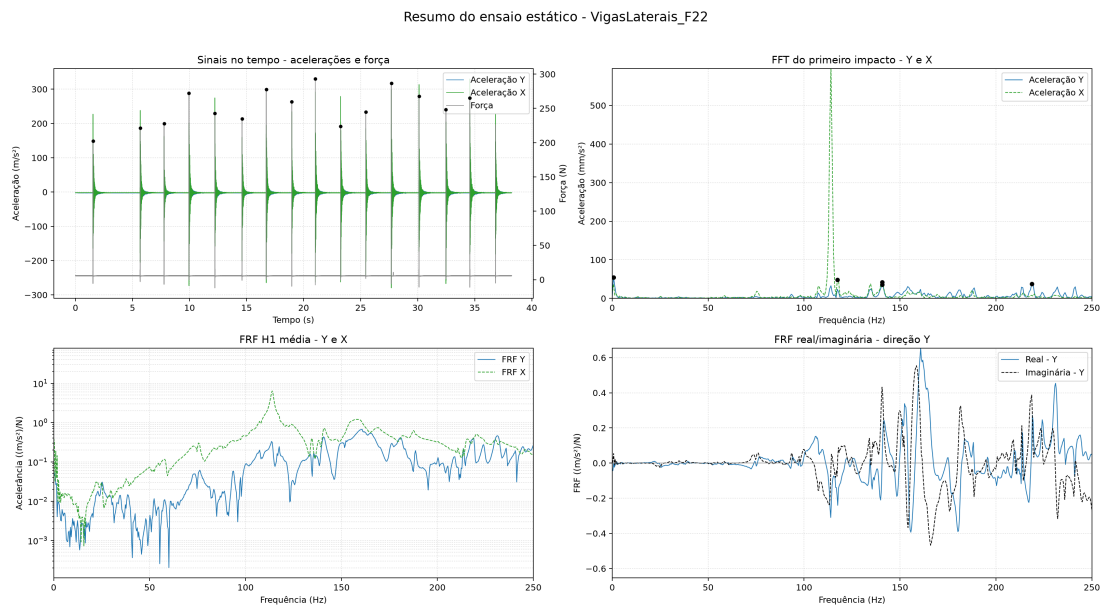
Figura 58 – Resumo do ensaio de impacto na região do trilho do alternador, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As vigas laterais também apresentaram resposta dinâmica significativa, conforme mostrado na Figura 59. Essa condição indica que essas vigas atuam como elementos de transmissão das excitações mecânicas geradas pelos componentes rotativos, sendo, portanto, regiões sensíveis à amplificação vibratória.

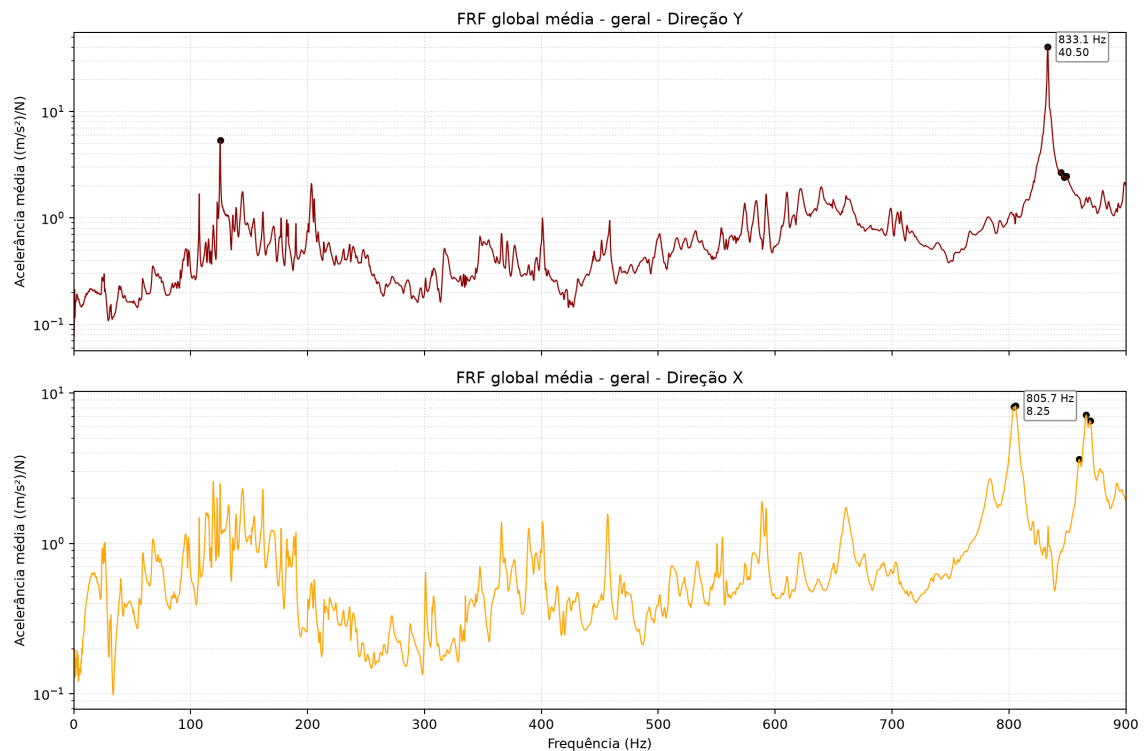
Figura 59 – Resumo do ensaio de impacto nas vigas laterais da bancada, contendo sinais no domínio do tempo, espectros de frequência, FRF média e componentes real e imaginária da FRF.



Fonte: Elaborado pelo autor.

De modo geral, os resultados indicaram a presença de modos relevantes em diferentes faixas de frequência, com destaque para os picos próximos de 113,9 Hz, 203,3 Hz, 456,5 Hz e 550,1 Hz. Essas frequências representam regiões nas quais a estrutura apresentou maior tendência de amplificação vibratória quando submetida à excitação por impacto. A Figura 60 apresenta a FRF global da bancada, obtida a partir da composição das respostas medidas nos pontos instrumentados.

Figura 60 – Função de resposta em frequência global da bancada metálica.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A comparação entre as frequências obtidas numericamente e aquelas identificadas experimentalmente indicou boa correspondência entre o modelo computacional, desenvolvido no *SolidWorks*, e a estrutura física da bancada. A Tabela 2 apresenta os modos selecionados para comparação, considerando os picos experimentais mais representativos e suas frequências simuladas correspondentes.

Tabela 2 – Comparação entre frequências naturais simuladas e experimentais da bancada metálica.

Modo	Freq. simulada (Hz)	Freq. experimental (Hz)	Diferença (%)
3	45,57	44,95	-1,36
13	78,29	76,09	-2,81
19	92,60	89,80	-3,02
24	106,05	108,59	+2,40
25	111,19	113,91	+2,45
27	117,25	117,10	-0,13
29	128,04	124,70	-2,61
62	185,24	188,38	+1,70
73	201,84	203,81	+0,98
79	220,30	214,55	-2,61
139	364,07	365,48	+0,39
193	455,77	456,55	+0,17

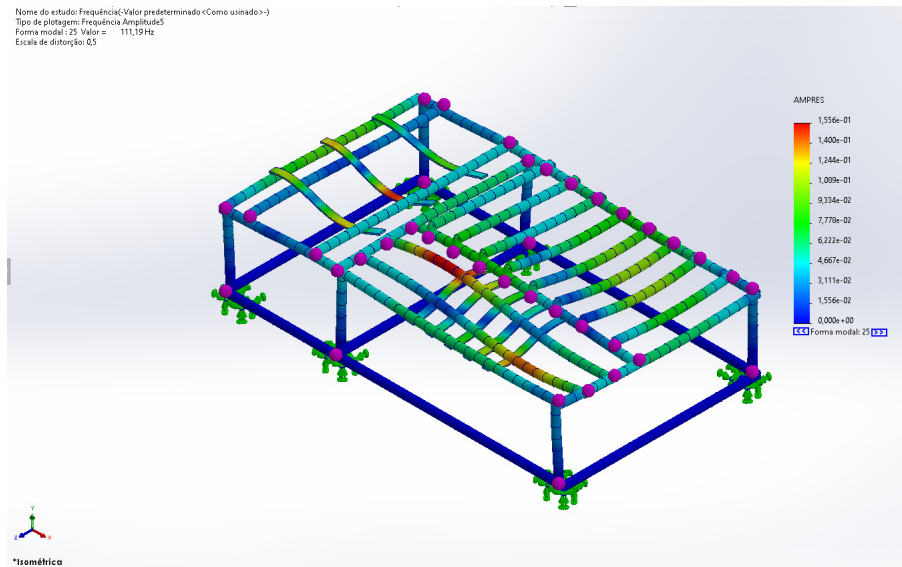
Observa-se que a maior parte das diferenças relativas permaneceu próxima ou

inferior a 3%, indicando consistência entre a resposta experimental da bancada e o modelo numérico adotado. Essa concordância sugere que a modelagem representou adequadamente a rigidez global da estrutura e permitiu identificar, com boa aproximação, as regiões mais suscetíveis à amplificação vibratória.

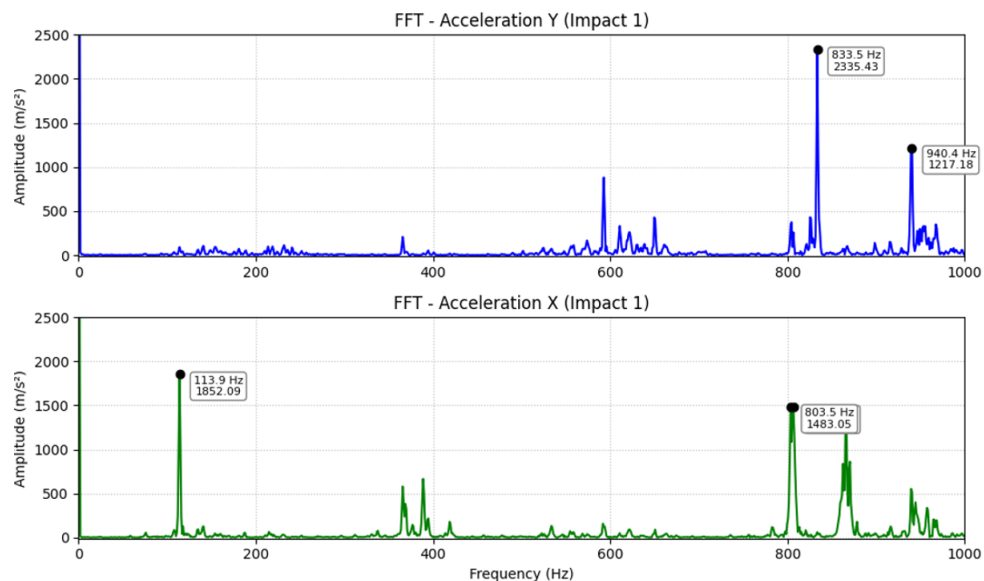
As maiores participações modais foram associadas ao trilho do alternador, às vigas laterais e à região inferior de sustentação da BFB. Esses pontos concentram maior sensibilidade dinâmica no conjunto e, por isso, foram posteriormente considerados na definição dos reforços estruturais localizados.

A Figura 61 apresenta a comparação entre o modo de vibração obtido numericamente no SolidWorks® e o pico identificado experimentalmente na análise modal da bancada. Na simulação, observou-se um modo associado à região do trilho do alternador e das vigas laterais em 111,18 Hz. Experimentalmente, a FRF apresentou um pico predominante em 113,91 Hz, resultando em diferença de 2,73 Hz entre os valores, equivalente a aproximadamente 2,46% em relação à frequência simulada.

Figura 61 – Comparação entre o modo simulado em 111,18 Hz e o pico experimental em 113,91 Hz associado à região do trilho do alternador e das vigas laterais.



(a) Modo de vibração simulado no SolidWorks® em 111,18 Hz.



(b) Pico experimental observado na FRF em 113,91 Hz.

Fonte: Elaborado pelo autor.

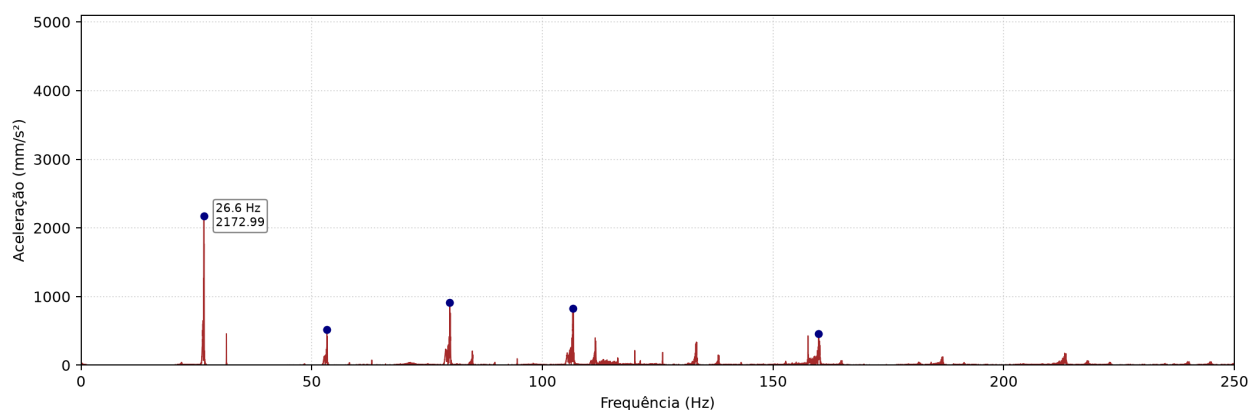
A proximidade entre as frequências simulada e experimental indica coerência entre a modelagem numérica e a resposta dinâmica medida em laboratório. Essa correspondência permitiu associar o pico experimental de 113,91 Hz à participação dinâmica da região do trilho do alternador e das vigas laterais. Embora os resultados não indiquem risco estrutural imediato, a presença de resposta significativa em regiões de suporte de equipamentos rotativos evidenciou a necessidade de reforços localizados, principalmente para reduzir a flexibilidade do trilho do alternador, das vigas laterais e da região de apoio da BFB.

4.1.2 Análise vibracional operacional

Além da análise modal experimental por impacto, foi realizada a avaliação vibracional da bancada em condição de funcionamento. Essa etapa teve como objetivo identificar as frequências predominantes excitadas durante a operação do conjunto BFB, BFT, acoplamento e alternador, permitindo verificar se a resposta operacional apresentava proximidade com as frequências naturais previamente identificadas.

Os sinais de aceleração foram analisados no domínio da frequência por meio da FFT, considerando os pontos instrumentados nas vigas laterais, na base das BFTs, na base da BFB e no trilho do alternador. As Figuras 62, 63, 64 e 65 apresentam os espectros de aceleração obtidos durante a operação da bancada.

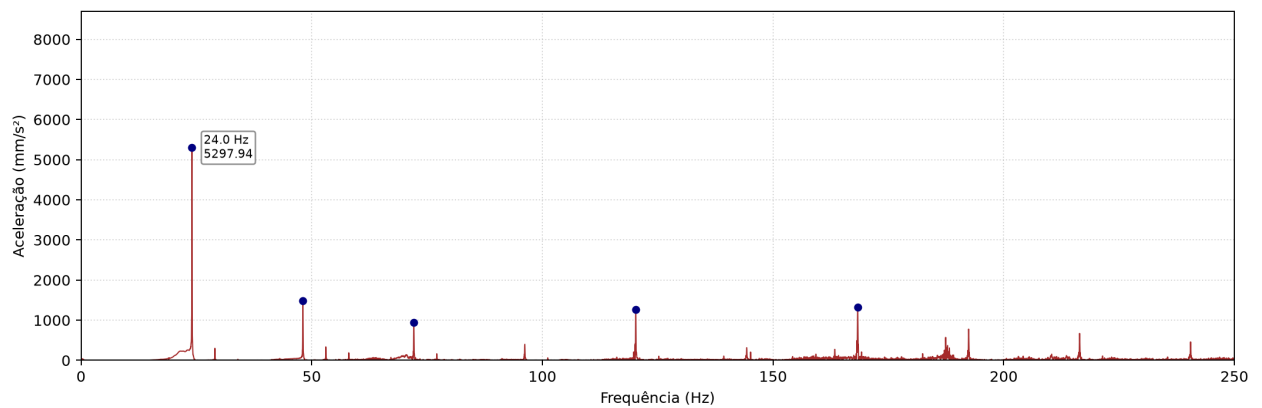
Figura 62 – FFT operacional obtida nas vigas laterais da bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Nas vigas laterais, a presença predominante de componente em 1X, associada às rotações do alternador e da BFB, foi compatível com indício de excentricidade ou desbalanceamento do cardan. Como as vigas laterais atuam como elementos de transmissão estrutural, essa resposta não deve ser entendida como origem isolada da falha, mas como evidência de que as excitações rotativas do conjunto estavam sendo transmitidas de forma perceptível à bancada.

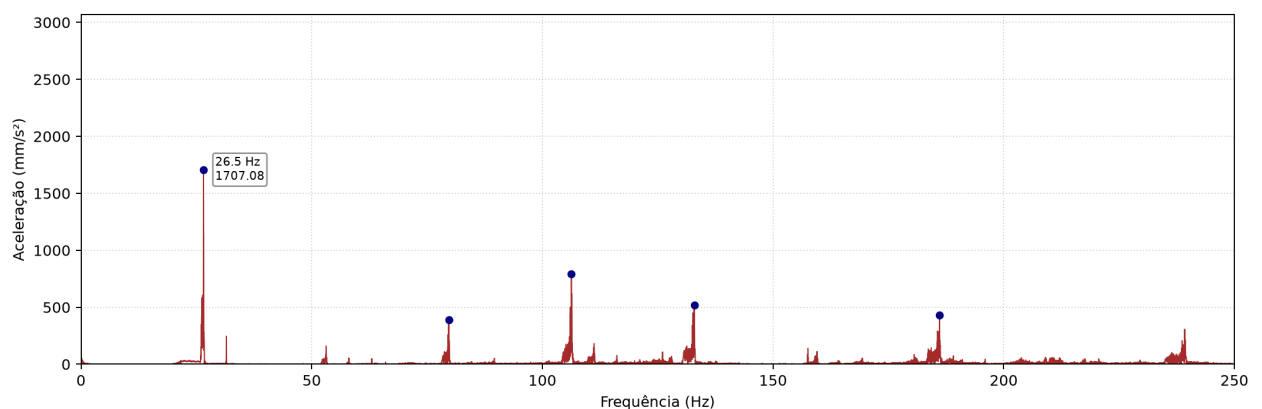
Figura 63 – FFT operacional obtida na base das BFTs.



Fonte: Elaborado pelo autor.

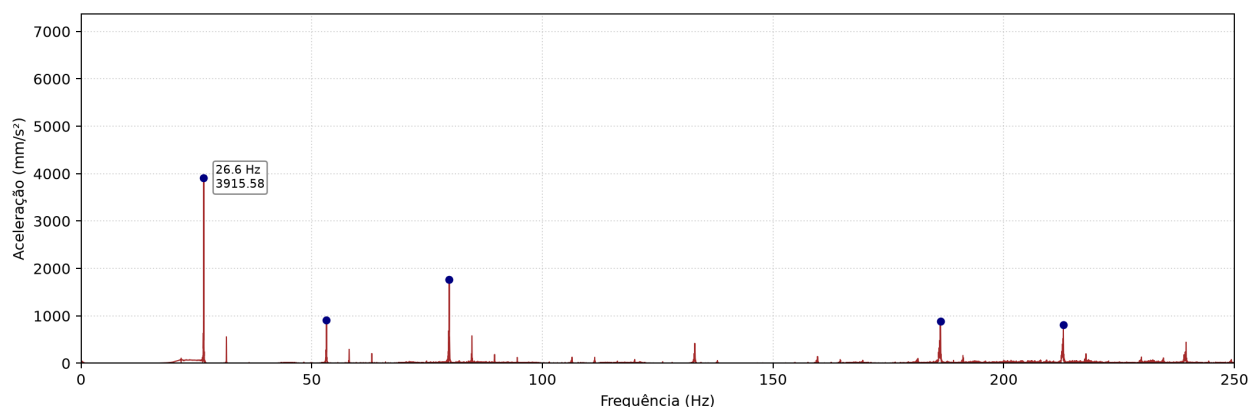
Na base das BFTs, além da componente em 1X, a presença de componente em 2X indicou comportamento compatível com desalinhamento do conjunto BFT-alternador. Esse resultado é coerente com a configuração mecânica adotada, uma vez que o acoplamento por junta universal tipo Cardan permite compensar diferenças geométricas entre os eixos, mas também pode introduzir esforços alternados quando opera com desalinhamento angular residual. Assim, a FFT operacional evidenciou que a região das BFTs era uma das áreas mais sensíveis da bancada, não apenas pela presença da máquina hidráulica em regime reverso, mas também pela influência direta do acoplamento mecânico.

Figura 64 – FFT operacional obtida na base da BFB.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 65 – FFT operacional obtida no trilho do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os espectros operacionais indicaram a presença de componentes predominantes na faixa de aproximadamente 24,0 a 26,6 Hz. Na base das BFTs, o pico principal ocorreu em 24,0 Hz, com amplitude de 5297,94 mm/s². Nas vigas laterais, observou-se pico em 26,6 Hz, com amplitude de 2172,99 mm/s². Na base da BFB, o pico predominante ocorreu em 26,5 Hz, com amplitude de 1707,08 mm/s². No trilho do alternador, o pico principal foi identificado em 26,6 Hz, com amplitude de 3915,58 mm/s². A ocorrência de picos próximos entre si nos diferentes pontos instrumentados indica que a bancada apresentou uma faixa comum de excitação durante a operação, associada principalmente às rotações dos componentes do conjunto e à transmissão de vibrações pela estrutura.

A interpretação dos espectros foi realizada de forma qualitativa, com apoio nos critérios de análise de harmônicos apresentados no guia da SKF utilizado como referência complementar. Com base nessa interpretação, foram realizados ajustes de alinhamento entre o alternador e a BFT acoplada, buscando reduzir a excentricidade relativa e o desalinhamento angular do conjunto. Após essa correção, observou-se redução perceptível da vibração durante a operação, avaliada de forma qualitativa por inspeção visual e percepção operacional. Como não foi realizada uma nova campanha quantitativa completa de FFT após o ajuste, essa melhora foi tratada como evidência operacional, e não como comprovação metrológica da eliminação das componentes harmônicas.

Além dos picos principais, foram observados picos secundários em faixas superiores de frequência, com menor amplitude relativa. Esses componentes são relevantes porque podem se aproximar de frequências naturais identificadas nas FRFs por impacto, contribuindo para a amplificação localizada da resposta estrutural. Dessa forma, a comparação entre os espectros operacionais e a análise modal experimental permitiu identificar regiões mais sensíveis da bancada, principalmente a base das BFTs, o trilho do alternador e as vigas laterais.

De modo geral, a análise vibracional operacional indicou que a bancada apresentou

resposta compatível com a operação experimental, mas com concentração de vibração em regiões associadas ao suporte de equipamentos rotativos, ao alinhamento do conjunto BFT-alternador e à transmissão estrutural de esforços. Esses resultados foram utilizados como apoio para a correção do alinhamento e para a definição dos reforços estruturais localizados, com o objetivo de aumentar a rigidez da bancada e reduzir a amplitude vibratória percebida durante os ensaios.

4.1.3 Reforços estruturais implementados

A partir dos resultados da análise modal experimental e da análise vibracional operacional, foram identificadas regiões da bancada com maior suscetibilidade à vibração. As áreas mais relevantes corresponderam ao trilho do alternador, às vigas laterais e à região de apoio da BFB, devido à participação modal observada nos ensaios de impacto e à resposta vibratória registrada durante a operação do conjunto.

Com base nessa avaliação, foram implementados reforços estruturais localizados por meio da adição de barras metálicas nas regiões de maior flexibilidade. O objetivo desses reforços foi aumentar a rigidez local da bancada, reduzir deslocamentos relativos e diminuir a amplitude vibratória percebida durante a operação. A Figura 66 apresenta o reforço aplicado na região do trilho do alternador.

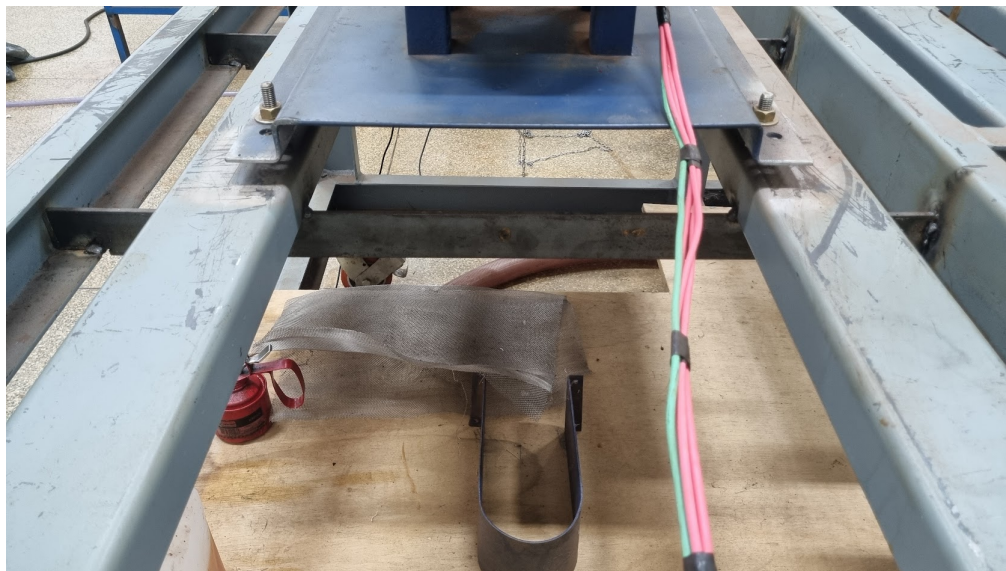
Figura 66 – Reforço estrutural implementado na região do trilho do alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 67 apresenta o reforço instalado na região inferior de sustentação da BFB.

Figura 67 – Reforço estrutural implementado na região inferior de sustentação da BFB.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a implementação dos reforços, observou-se redução perceptível da vibração durante a operação da bancada. Essa avaliação foi realizada de forma qualitativa, por inspeção visual e percepção operacional durante os ensaios. Embora não tenha sido realizada uma nova campanha quantitativa completa após os reforços, o comportamento observado indicou melhora na estabilidade dinâmica do conjunto.

Assim, os reforços implementados representaram uma etapa de aprimoramento estrutural da bancada, complementando a validação dinâmica realizada por análise modal experimental e análise vibracional operacional. A identificação dos modos naturais, a comparação com os espectros de operação e a intervenção localizada nas regiões mais sensíveis contribuíram para aumentar a confiabilidade da bancada nos ensaios posteriores com BFTs.

4.2 Caracterização hidráulica das BFTs em condição de vazio

Após a validação dinâmica da bancada, realizou-se a caracterização hidráulica preliminar do conjunto BFB-BFT em condição de operação em vazio. Essa etapa teve como objetivo avaliar a resposta das três BFTs ensaiadas, correspondentes aos modelos INI 40-250, INI 40-200 e INI 32-200, ao aumento progressivo da energia hidráulica fornecida pela BFB. Para isso, variou-se a frequência do inversor de frequência acoplado ao motor da bomba motriz, medindo-se a rotação do conjunto BFT-alternador, a vazão volumétrica, a pressão de entrada da BFT, a velocidade média do escoamento e a tensão em vazio do alternador. É importante ressaltar que, como os ensaios foram realizados sem carga elétrica conectada ao alternador, a análise hidráulica foi baseada nas grandezas medidas diretamente e nas grandezas calculadas a partir delas, como altura hidráulica total, potência

hidráulica disponível e frequência elétrica estimada. Dessa forma, não foram determinadas experimentalmente a potência elétrica útil, a potência mecânica efetiva no eixo ou a eficiência total das BFTs.

A Tabela 3 apresenta os dados experimentais medidos diretamente durante os ensaios em vazio das três BFTs. Esses valores constituem a base para a construção das curvas comparativas e para o cálculo das grandezas hidráulicas e eletromecânicas discutidas na sequência.

Tabela 3 – Dados experimentais medidos nos ensaios em vazio das BFTs.

BFT	f_{inv} (Hz)	n (rpm)	V_0 (V)	p_{ent} (kgf/cm ²)	v_m (m/s)	Q (m ³ /s)
INI 40-250	23	404	1,4	0,50	0,2805	0,0020
INI 40-250	26	550	1,8	0,65	0,2900	0,0021
INI 40-250	30	705	2,4	0,85	0,3175	0,0023
INI 40-250	35	870	3,3	1,10	0,3520	0,0026
INI 40-250	38	965	4,2	1,40	0,3780	0,0027
INI 40-250	40	1025	5,1	1,50	0,3950	0,0029
INI 40-250	41	920	93,0	1,55	0,4630	0,0034
INI 40-250	43	980	103,3	1,68	0,4320	0,0035
INI 40-250	45	1035	113,0	1,90	0,4930	0,0036
INI 40-250	48	1125	127,0	2,05	0,5265	0,0039
INI 40-250	50	1170	137,0	2,25	0,5420	0,0040
INI 40-250	52	1225	146,0	2,50	0,5651	0,0041
INI 40-250	55	1310	159,0	2,80	0,5833	0,0044
INI 40-250	60	1440	183,0	3,34	0,6350	0,0047
INI 40-200	30	811,3	2,78	1,00	0,3632	0,0027
INI 40-200	32	911	3,25	1,10	0,3768	0,0027
INI 40-200	34	988	4,89	1,20	0,3825	0,0028
INI 40-200	35	1007	5,50	1,40	0,4020	0,0029
INI 40-200	36	831,3	80,65	1,45	0,4579	0,0034
INI 40-200	38	914,8	94,5	1,50	0,4740	0,0035
INI 40-200	40	983,4	105,8	1,70	0,4934	0,0036
INI 40-200	42	1040	116,6	1,80	0,5251	0,0039
INI 40-200	44	1122	130,9	1,90	0,5381	0,0040
INI 40-200	46	1203	142,2	2,00	0,5571	0,0041
INI 40-200	48	1289	157,2	2,10	0,5769	0,0043
INI 40-200	50	1351	169,1	2,20	0,5987	0,0044
INI 40-200	52	1420	179,6	2,30	0,6191	0,0046
INI 40-200	54	1493	191,6	2,50	0,6356	0,0047
INI 40-200	56	1553	202,0	2,70	0,6592	0,0049
INI 40-200	58	1627	213,0	2,80	0,6837	0,0050
INI 40-200	60	1740	225,0	3,00	0,6878	0,0051
INI 40-200	62	1844	226,0	3,50	0,6772	0,0050
INI 32-200	33	732,1	2,68	1,00	0,3071	0,0023
INI 32-200	35	849	3,34	1,25	0,3180	0,0023
INI 32-200	37	945,8	4,42	1,45	0,3306	0,0024
INI 32-200	38	991,1	5,07	1,51	0,3396	0,0025
INI 32-200	39	1034	62,5	1,70	0,3775	0,0028
INI 32-200	40	784,6	69,7	1,80	0,3864	0,0028
INI 32-200	41	812,1	75,6	1,88	0,3972	0,0029

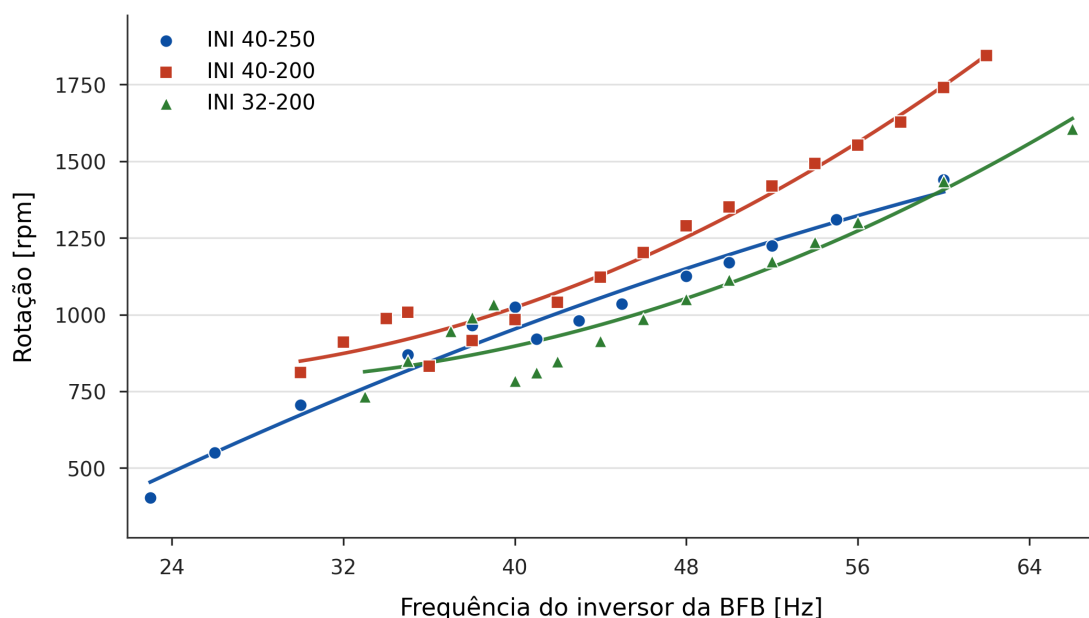
Continua na próxima página.

Tabela 3 – Dados experimentais medidos nos ensaios em vazio das BFTs.

BFT	f_{inv} (Hz)	n (rpm)	V_0 (V)	p_{ent} (kgf/cm ²)	v_m (m/s)	Q (m ³ /s)
INI 32-200	42	846,6	81,6	1,95	0,3993	0,0029
INI 32-200	44	914	93,4	2,00	0,4197	0,0031
INI 32-200	46	986	105,8	2,10	0,4390	0,0032
INI 32-200	48	1050	116,9	2,20	0,4571	0,0033
INI 32-200	50	1113	126,5	2,45	0,4685	0,0034
INI 32-200	52	1173	137,4	2,55	0,4892	0,0036
INI 32-200	54	1236	148,4	2,70	0,5070	0,0037
INI 32-200	56	1301	157,8	2,80	0,5147	0,0038
INI 32-200	60	1435	181,9	3,35	0,5433	0,0040
INI 32-200	66	1606	209,0	3,90	0,5865	0,0044

A medição se iniciou no momento em que o torque inercial de cada BFT é superado pelo fluxo de água, portanto, para a INI 40-250, a faixa avaliada foi de 23 Hz a 60 Hz; para a INI 40-200, de 30 Hz a 62 Hz; e para a INI 32-200, de 33 Hz a 66 Hz. Esse procedimento permitiu controlar a rotação da BFB e, conseqüentemente, modificar as condições hidráulicas impostas às BFTs. A Figura 68 apresenta a relação entre a frequência do inversor e a rotação medida no conjunto BFT-alternador.

Figura 68 – Rotação do conjunto BFT-alternador em função da frequência do inversor da BFB.



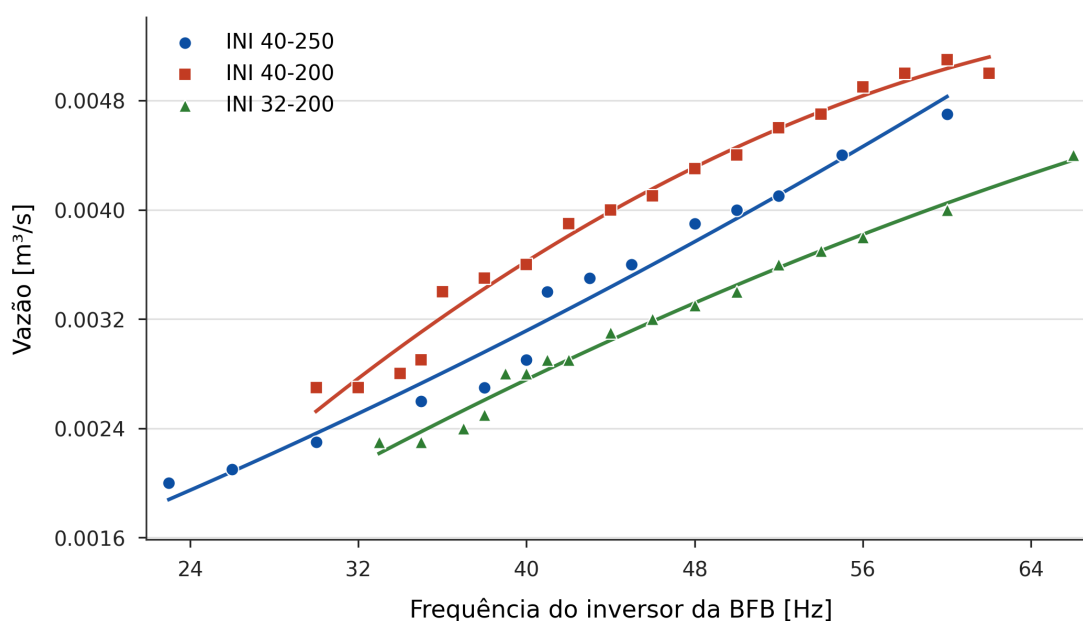
Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que as três BFTs apresentaram tendência geral de aumento da rotação com a elevação da frequência do inversor. A INI 40-200 apresentou a maior rotação medida, atingindo 1844 rpm na máxima condição ensaiada. Esse valor supera a rotação nominal de 1800 rpm do alternador de quatro polos. A INI 32-200 atingiu 1606 rpm, enquanto

a INI 40-250 alcançou 1440 rpm. Assim, sob a configuração hidráulica avaliada, a INI 40-200 foi a única unidade capaz de ultrapassar a rotação síncrona associada à frequência elétrica nominal de 60 Hz.

A vazão volumétrica também aumentou com a elevação da frequência do inversor, conforme apresentado na Figura 69. Esse comportamento indica que o aumento da rotação da BFB resultou em maior escoamento no circuito hidráulico. Os maiores valores medidos foram de 0,0051 m³/s para a INI 40-200, 0,0047 m³/s para a INI 40-250 e 0,0044 m³/s para a INI 32-200.

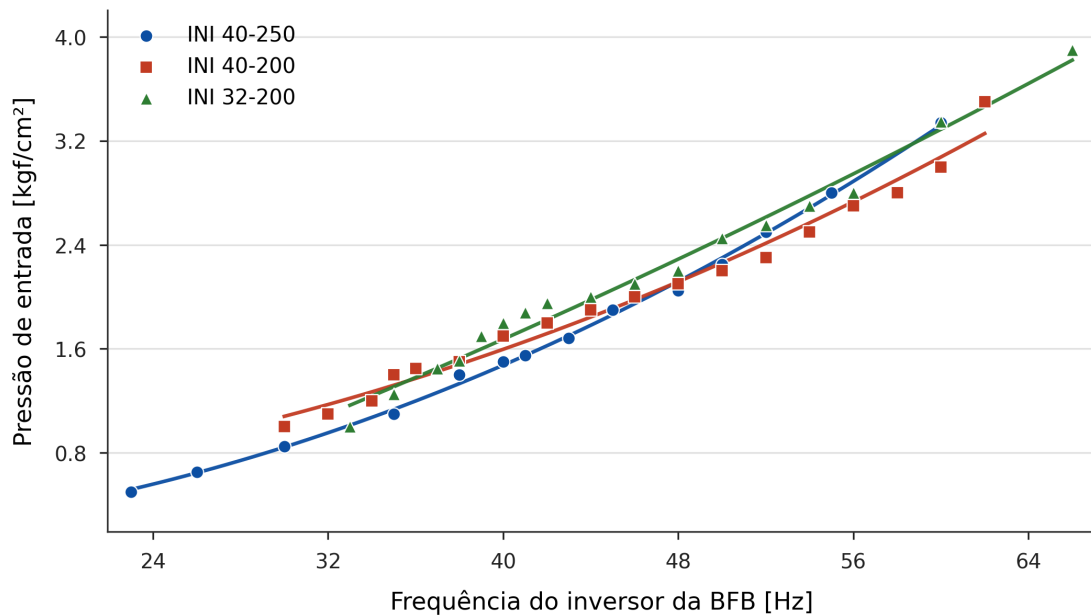
Figura 69 – Vazão volumétrica em função da frequência do inversor da BFB.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A pressão de entrada apresentou comportamento crescente ao longo dos ensaios, conforme mostrado na Figura 70. A INI 32-200 atingiu a maior pressão máxima, com 3,90 kgf/cm², seguida da INI 40-200, com 3,50 kgf/cm², e da INI 40-250, com 3,34 kgf/cm². Esse aumento é coerente com a elevação da carga hidráulica fornecida pela BFB, uma vez que maiores vazões e maiores rotações exigem maior diferença de pressão para atravessar a BFT em regime reverso e vencer as perdas hidráulicas associadas ao rotor, às conexões e à própria tubulação.

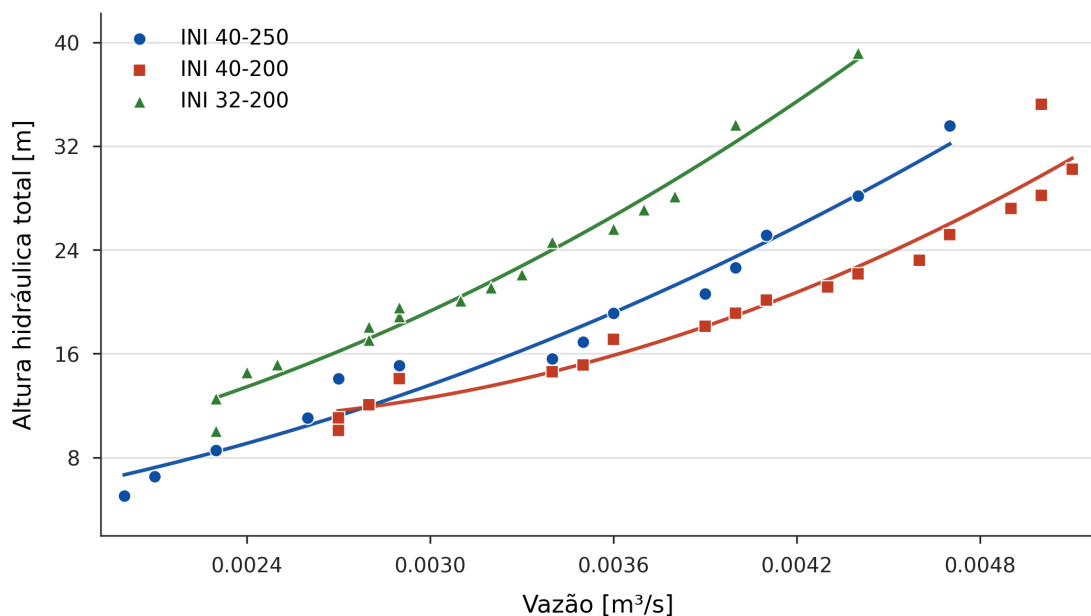
Figura 70 – Pressão de entrada das BFTs em função da frequência do inversor da BFB.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir dos valores de pressão, vazão e diâmetros das seções de entrada e saída, foi calculada a altura hidráulica total disponível em cada BFT. A Figura 71 apresenta a relação entre vazão e altura hidráulica total.

Figura 71 – Altura hidráulica total disponível nas BFTs em função da vazão volumétrica.



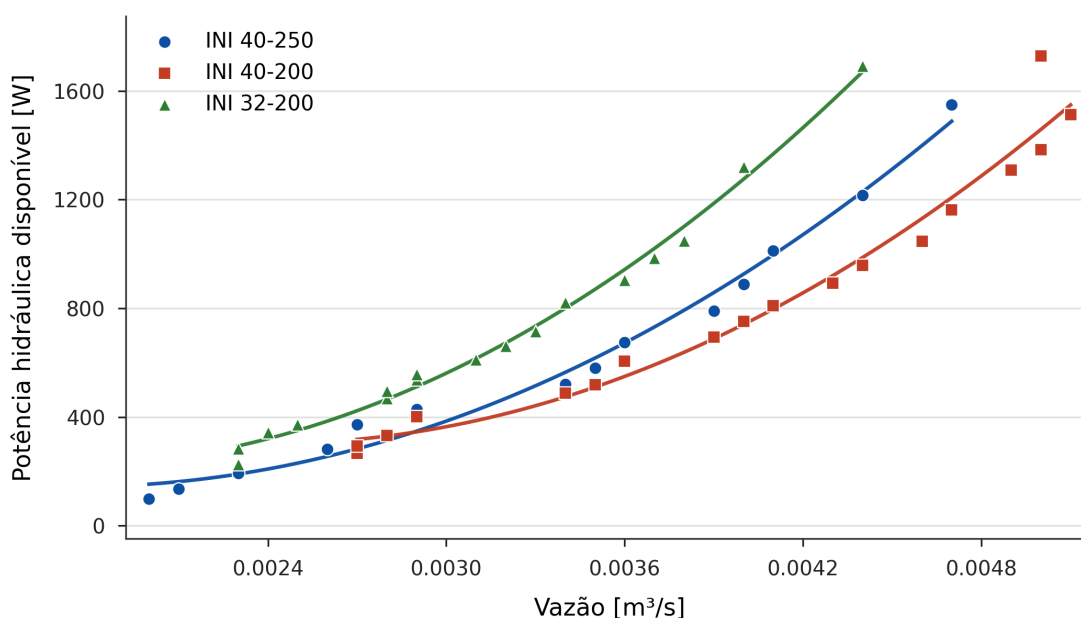
Fonte: Elaborado pelo autor.

As curvas vazão-altura apresentaram tendência crescente para as três BFTs, indicando que as máquinas se comportaram como elementos resistentes do circuito hidráulico

quando operadas em regime reverso. Em outras palavras, para que maiores vazões atravessassem cada BFT, foi necessário que a BFB fornecesse maior carga hidráulica. A maior altura hidráulica calculada foi observada na INI 32-200, com aproximadamente 39,17 m, seguida da INI 40-200, com 35,22 m, e da INI 40-250, com 33,59 m. Esse resultado mostra que a maior pressão associada à INI 32-200 levou a uma altura hidráulica mais elevada, mesmo com vazão máxima inferior à da INI 40-200.

Com base na altura hidráulica total e na vazão medida, foi calculada a potência hidráulica disponível na entrada da BFT. A Figura 72 apresenta a variação da potência hidráulica em função da vazão.

Figura 72 – Potência hidráulica disponível nas BFTs em função da vazão volumétrica.

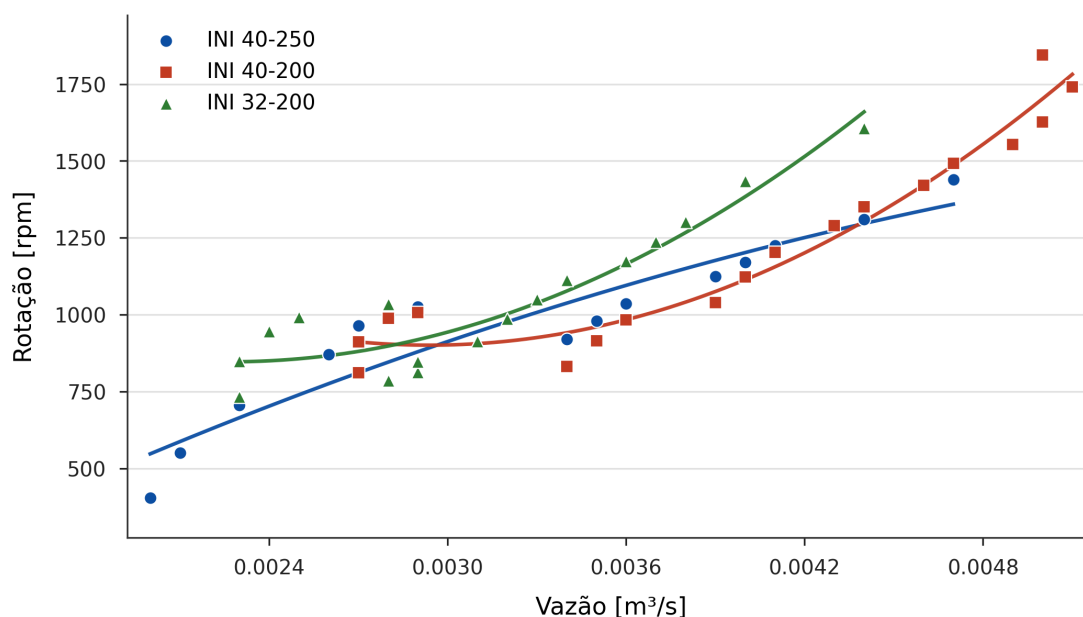


Fonte: Elaborado pelo autor.

A potência hidráulica disponível aumentou com a vazão para as três unidades, acompanhando o crescimento simultâneo da vazão e da altura hidráulica. Os valores máximos calculados foram próximos entre si, com 1,73 kW para a INI 40-200, 1,69 kW para a INI 32-200 e 1,55 kW para a INI 40-250.

A relação entre vazão e rotação, apresentada na Figura 73, reforça o comportamento hidromecânico do conjunto. De modo geral, o aumento da vazão resultou em aumento da rotação da BFT, indicando maior disponibilidade de energia hidráulica para conversão em movimento rotativo. Contudo, observa-se uma alteração de regime na faixa intermediária do ensaio, associada ao início do desenvolvimento significativo de tensão no alternador. Essa mudança pode ser atribuída ao início da autoexcitação da máquina elétrica: mesmo sem carga externa conectada, o estabelecimento do campo magnético aumenta as perdas no núcleo, por ventilação e por atrito, introduzindo torque resistente adicional no eixo e reduzindo a taxa de crescimento da rotação.

Figura 73 – Rotação do conjunto BFT-alternador em função da vazão volumétrica para as três BFTs.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na relação entre vazão e rotação, observa-se que a INI 40-200 apresentou a resposta mais favorável para atingir a rotação nominal do alternador, superando 1800 rpm na condição máxima ensaiada. A INI 32-200, embora tenha apresentado a maior altura hidráulica, atingiu rotação máxima de 1606 rpm. Já a INI 40-250 permaneceu limitada a 1440 rpm. Essa comparação indica que a capacidade de atingir a rotação nominal não depende apenas da potência nominal da BFB, mas da compatibilização entre a curva da bomba motriz, a curva resistente da BFT, as perdas do circuito e a carga resistente do conjunto acoplado.

Como complemento à caracterização hidráulica, calculou-se a rotação específica indicativa das três BFTs a partir do ponto experimental de maior rotação, conforme a formulação apresentada na metodologia. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Rotação específica indicativa das BFTs no ponto experimental de maior rotação.

BFT	n (rpm)	Q (m³/s)	H_t (m)	n_{qA}
INI 40-250	1440	0,004700	33,591	7,08
INI 40-200	1844	0,005100	35,216	9,11
INI 32-200	1606	0,004400	39,167	6,80

Os valores de n_{qA} ficaram entre 6,80 e 9,11, caracterizando os pontos analisados como de rotação específica muito baixa. Essa condição, associada a rotores radiais lentos, é compatível com máquinas que operam com maior altura relativa e menor vazão relativa (HENN, 2016); (VIANA, 1987). A classificação, entretanto, possui caráter apenas

indicativo, pois foi obtida em regime de vazio, próximo à condição de disparo, e não no ponto de melhor eficiência.

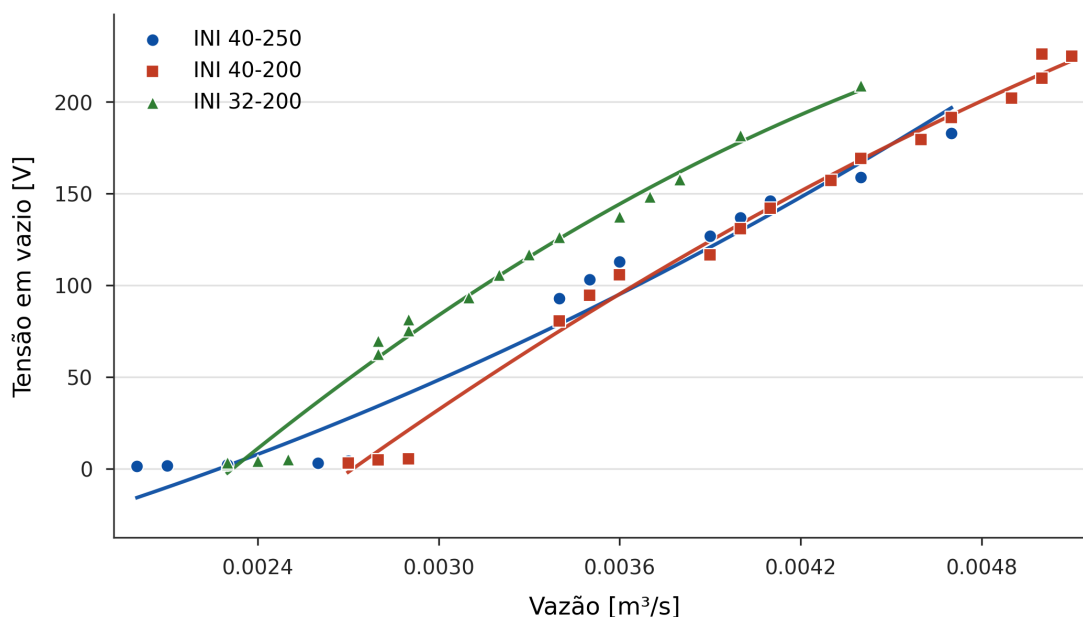
A máxima rotação medida, de 1844 rpm na INI 40-200, também permaneceu abaixo do limite de segurança usual de 1,53 vez a rotação nominal considerado em estudos de BFTs (VIANA, 1987). Tomando 1750 rpm como referência, esse limite corresponde a aproximadamente 2677 rpm, indicando que os ensaios em vazio foram conduzidos com margem de segurança em relação à condição crítica de disparo. De modo geral, a caracterização hidráulica mostrou que a bancada operou de forma coerente ao longo da faixa de frequências analisada. O aumento da frequência do inversor elevou a vazão, a pressão de entrada, a altura hidráulica total, a potência hidráulica disponível e a rotação do conjunto.

4.3 Comissionamento eletromecânico em vazio

Após a caracterização hidráulica do conjunto BFB-BFT, foi avaliado o comportamento eletromecânico do sistema em condição de operação em vazio. Nessa etapa, o alternador permaneceu sem carga elétrica externa conectada, de modo que a tensão medida representa a tensão terminal em vazio, e não a potência elétrica útil entregue pelo sistema. Assim, a análise teve como finalidade verificar a capacidade do conjunto BFT-alternador de desenvolver tensão a partir da rotação imposta hidraulicamente por cada BFT, além de identificar quais unidades se aproximaram da condição nominal de rotação do alternador.

A Figura 74 apresenta a relação entre a vazão volumétrica e a tensão em vazio medida nos terminais do alternador.

Figura 74 – Tensão em vazio do alternador em função da vazão volumétrica.



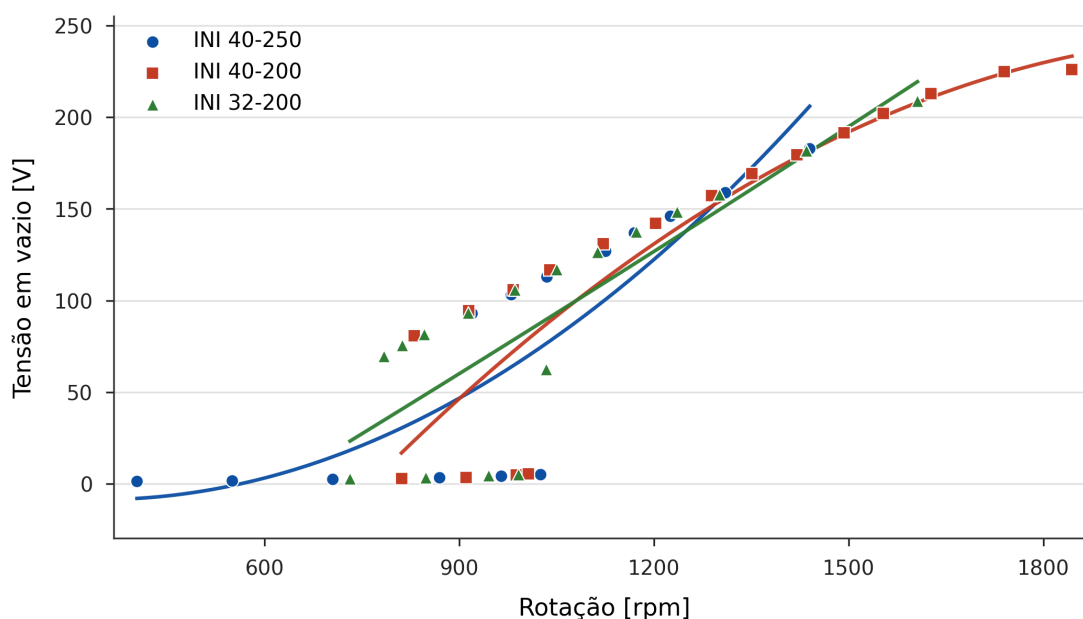
Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que a tensão em vazio aumentou com a vazão e, conseqüentemente, com a rotação do conjunto. A INI 40-200 atingiu a maior tensão medida, com 226 V, seguida da INI 32-200, com 209 V, e da INI 40-250, com 183 V. Como não havia carga elétrica conectada ao alternador, esses valores representam apenas a tensão terminal em vazio e não permitem calcular potência elétrica útil ou eficiência global do conjunto.

Nos três ensaios, a tensão permaneceu baixa nas faixas iniciais de operação e aumentou de forma mais acentuada após determinada rotação, indicando o início efetivo da excitação do alternador em vazio. A relação entre rotação e tensão confirma a dependência da tensão terminal em relação à velocidade do conjunto, sem representar potência elétrica útil, pois não havia carga conectada. Entre as BFTs, a INI 40-200 apresentou o melhor desempenho eletromecânico, sendo a única a superar 1800 rpm e 220 V em vazio. A INI 32-200 aproximou-se da tensão nominal, mas não atingiu a rotação síncrona, enquanto a INI 40-250 apresentou os menores valores máximos de rotação e tensão.

A Figura 75 apresenta a tensão em vazio em função da rotação medida no conjunto BFT-alternador.

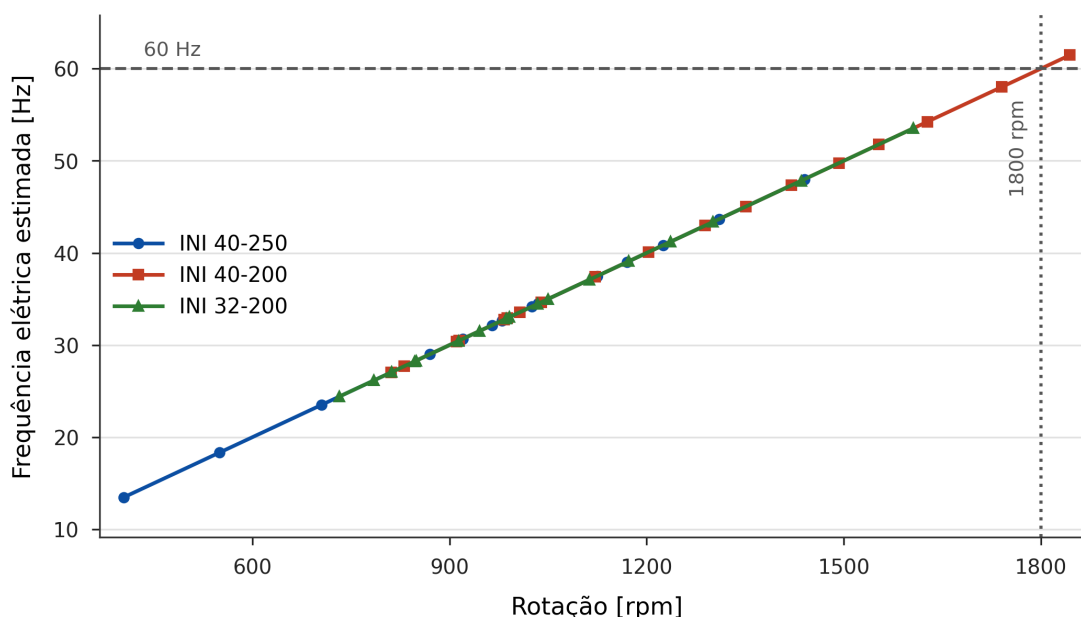
Figura 75 – Tensão em vazio do alternador em função da rotação do conjunto BFT-alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A frequência elétrica estimada foi calculada a partir da relação síncrona entre a rotação medida e o número de polos do alternador. Considerando um alternador de quatro polos, a frequência elétrica estimada é dada por $f_e = n/30$. A Figura 76 apresenta a frequência elétrica estimada em função da rotação medida no conjunto BFT e alternador.

Figura 76 – Frequência elétrica estimada em função da rotação do conjunto BFT e alternador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na máxima condição ensaiada, a INI 40-200 atingiu frequência elétrica estimada de 61,47 Hz, superando a referência nominal de 60 Hz. Já a INI 32-200 atingiu 53,53 Hz, e a INI 40-250 atingiu 48,00 Hz. Assim, apenas a INI 40-200 alcançou condição compatível com a frequência nominal do alternador em vazio. Para as demais unidades, a energia hidráulica disponível na configuração ensaiada não foi suficiente para levar o conjunto à rotação síncrona de 1800 rpm.

Esse resultado é relevante porque mostra que a limitação para operação em frequência nominal está diretamente associada à rotação disponível no eixo e à compatibilização entre a BFB, a BFT e o circuito hidráulico. A tensão em vazio, por sua vez, deve ser interpretada com cautela, pois depende da rotação, das condições de excitação e das características de regulação do alternador, além de não representar potência elétrica útil. Assim, mesmo quando a tensão em vazio se aproxima ou supera 220 V, não se pode concluir que o conjunto é capaz de fornecer potência elétrica nominal sem ensaio com carga. Porém, os resultados da INI 40-200 responde que, com ela, é possível realizar ensaios com cargas por atingir a velocidade de rotação nominal do alternador.

A Tabela 5 sintetiza os principais valores máximos obtidos para cada BFT durante os ensaios em vazio.

Tabela 5 – Resumo dos valores máximos obtidos nos ensaios em vazio.

BFT	Máx. rotação	Máx. tensão em vazio	Máx. vazão	Máx. pressão
INI 40-250	1440 rpm	183 V	0,0047 m ³ /s	3,34 kgf/cm ²
INI 40-200	1844 rpm	226 V	0,0051 m ³ /s	3,5 kgf/cm ²
INI 32-200	1606 rpm	209 V	0,0044 m ³ /s	3,9 kgf/cm ²

Assim, o comissionamento eletromecânico confirma a funcionalidade preliminar da bancada e evidencia a necessidade de ensaios posteriores com carga elétrica para avaliação efetiva da potência gerada e da eficiência global do sistema.

4.3.1 Análise de sensibilidade da potência mecânica e do torque

Como os ensaios foram realizados em vazio, sem carga elétrica conectada ao alternador e sem medição direta de torque no eixo, não foi possível determinar experimentalmente o rendimento da BFT. Dessa forma, foi realizada uma análise de sensibilidade com eficiências hipotéticas de 30%, 40%, 50%, 60%, 65%, 70% e 80%, com o objetivo de estimar a faixa de potência mecânica e de torque que poderia estar associada à potência hidráulica disponível no escoamento. Esses valores, correspondem a estimativas baixas e altas de acordo com (VIANA, 1987) ;(CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992); (MEDEIROS, 2004).

A potência mecânica estimada no eixo foi calculada a partir da potência hidráulica disponível e do rendimento assumido para a BFT, conforme a Equação 4.1.

$$P_{eixo,est} = \eta_{BFT} P_h \quad (4.1)$$

em que:

- $P_{eixo,est}$ é a potência mecânica estimada no eixo, em W;
- η_{BFT} é o rendimento hipotético assumido para a BFT;
- P_h é a potência hidráulica disponível, em W.

O torque estimado foi obtido pela relação entre a potência mecânica estimada e a velocidade angular do eixo, conforme a Equação 4.2.

$$T_{est} = \frac{P_{eixo,est}}{\omega} \quad (4.2)$$

em que:

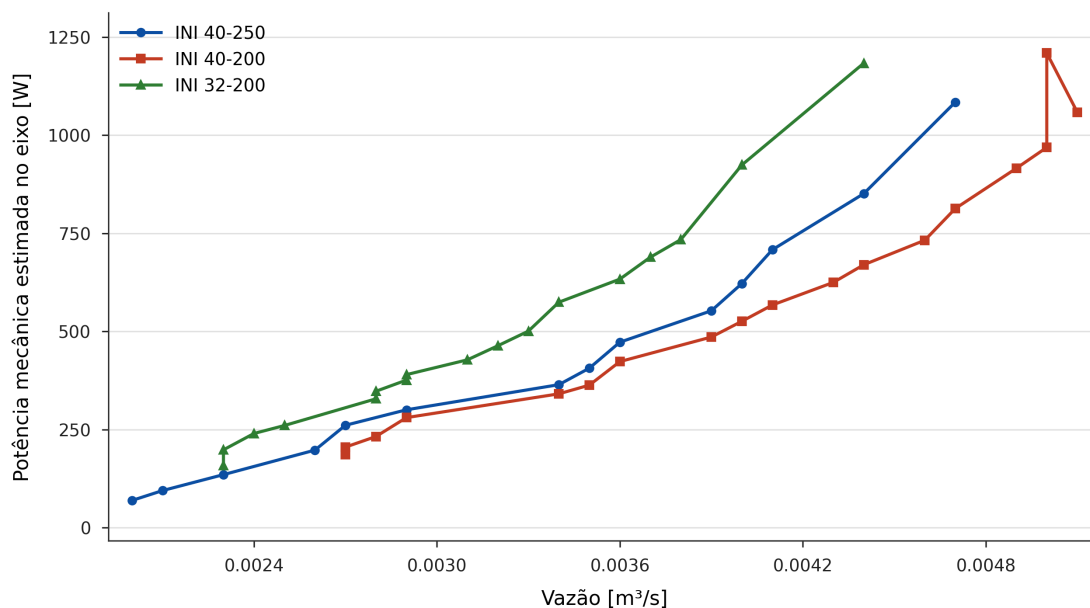
- T_{est} é o torque estimado no eixo, em N·m;

- $P_{eixo,est}$ é a potência mecânica estimada, em W;
- ω é a velocidade angular do eixo, em rad/s.

A análise foi inicialmente realizada para diferentes valores assumidos de rendimento, entre 30% e 80%. A literatura foi utilizada apenas para fundamentar a escolha dessa faixa de sensibilidade, e não para comparar uma eficiência experimental obtida neste trabalho. A região de 60% a 80% é frequentemente associada a bombas centrífugas operando como turbinas quando há seleção hidráulica adequada e operação próxima ao ponto favorável de funcionamento (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992); (POLAKOVA; POLAK, 2016). Assim, os valores adotados representam cenários hipotéticos de conversão da potência hidráulica disponível em potência mecânica no eixo. Conforme discutido por (VIANA, 1987) e (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992), a operação em regime reverso tende a exigir maiores vazões e alturas hidráulicas em relação ao modo bomba, devido às perdas internas e à alteração do campo de velocidades no rotor.

Nesse contexto, os resultados obtidos em vazio são coerentes com o comportamento esperado para BFTs. A INI 40-200 atingiu 1844 rpm, superando a rotação síncrona de 1800 rpm do alternador, enquanto a INI 40-250 permaneceu limitada a 1440 rpm na máxima condição ensaiada. Essa diferença reforça que a potência hidráulica disponível não se traduz diretamente em rotação ou torque útil de forma igual para todas as máquinas, pois a resposta depende da geometria do rotor, das perdas internas, da inércia do conjunto e da compatibilização entre a BFB, a BFT e o alternador (VIANA, 1987). Para permitir uma comparação direta entre as três unidades em um mesmo cenário, adotou-se também $\eta_{BFT} = 70\%$ como condição de referência. Esse valor não representa rendimento experimental medido nem eficiência mecânica comparada com outro trabalho, mas apenas uma hipótese intermediária dentro da faixa de rendimentos usualmente considerada na literatura para BFTs em condições favoráveis (VIANA, 1987) (MEDEIROS, 2004).

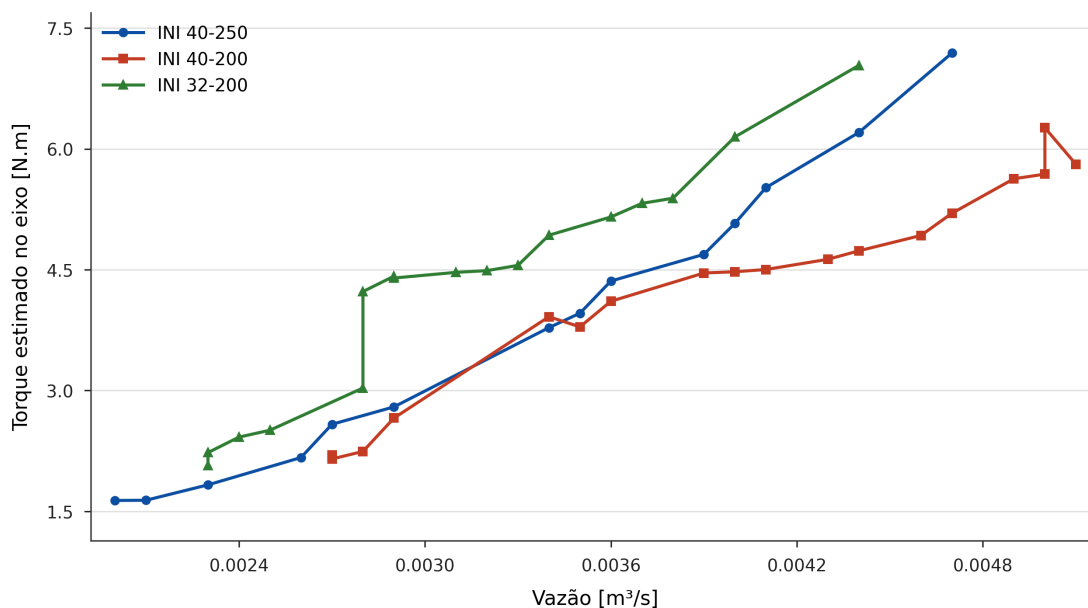
Figura 77 – Potência mecânica estimada no eixo para rendimento assumido de 70%.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 77, observa-se que a potência mecânica estimada cresce com a vazão, acompanhando o aumento da potência hidráulica disponível no escoamento. Para o rendimento assumido de 70%, os maiores valores estimados foram de aproximadamente 1,21 kW para a INI 40-200, 1,18 kW para a INI 32-200 e 1,08 kW para a INI 40-250. A INI 40-200 apresentou a maior potência estimada por combinar a maior vazão máxima medida com altura hidráulica total suficiente para produzir a maior potência hidráulica disponível entre as três unidades. O mesmo cenário de rendimento assumido foi utilizado para estimar o torque no eixo, conforme apresentado na Figura 78.

Figura 78 – Torque estimado no eixo para rendimento assumido de 70%.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Embora a potência estimada seja maior para a INI 40-200, o torque estimado também depende da velocidade angular do eixo. Por esse motivo, no ponto máximo de cada máquina, os torques estimados para $\eta_{BFT} = 70\%$ foram de aproximadamente 7,19 N·m para a INI 40-250, 7,04 N·m para a INI 32-200 e 6,26 N·m para a INI 40-200. Esse comportamento indica que a maior rotação da INI 40-200 reduz o torque correspondente para uma mesma ordem de grandeza de potência mecânica estimada.

A análise de sensibilidade mostra que, mesmo com a potência hidráulica disponível na bancada, a potência mecânica e o torque efetivamente transferidos ao eixo dependeriam fortemente do rendimento real de cada BFT. Como esse rendimento não foi determinado experimentalmente, os resultados devem ser interpretados apenas como cenários estimativos. Portanto, as curvas apresentadas não caracterizam o desempenho real das BFTs, mas fornecem uma referência preliminar da ordem de grandeza da potência mecânica e do torque que poderiam estar associados às condições hidráulicas medidas durante os ensaios.

Essa abordagem complementa a caracterização hidráulica e o comissionamento eletromecânico em vazio, pois permite avaliar a ordem de grandeza das grandezas mecânicas envolvidas sem atribuir ao sistema uma eficiência experimental não medida. Para a determinação efetiva da potência mecânica, do torque e do rendimento da BFT, seriam necessários ensaios adicionais com medição direta de torque no eixo ou com carga elétrica controlada conectada ao alternador, além da medição simultânea de tensão, corrente, fator de potência e rotação.

4.4 Estimativa da condição hidráulica necessária para atingir a rotação nominal

A caracterização hidráulica e eletromecânica demonstrou que as três BFTs apresentaram respostas distintas em relação à rotação nominal do alternador. A INI 40-200 atingiu 1844 rpm e, portanto, superou a rotação síncrona de 1800 rpm em vazio. Por outro lado, a INI 40-250 atingiu 1440 rpm e a INI 32-200 atingiu 1606 rpm, permanecendo abaixo da condição necessária para operação em 60 Hz. Assim, a estimativa da condição hidráulica necessária para atingir 1800 rpm foi aplicada apenas às BFTs que não alcançaram a rotação nominal.

Para essa estimativa, foram aplicadas as leis de semelhança a partir do ponto experimental de maior rotação de cada BFT limitada. A vazão foi corrigida pela proporcionalidade linear com a rotação, a altura hidráulica pela proporcionalidade quadrática e a potência hidráulica pela proporcionalidade cúbica. Trata-se, portanto, de uma extrapolação idealizada, utilizada apenas para avaliar a ordem de grandeza da condição hidráulica necessária.

A Tabela 6 apresenta a comparação entre a condição máxima medida experimentalmente e a condição estimada para 1800 rpm nas BFTs que permaneceram abaixo da rotação nominal.

Tabela 6 – Estimativa da condição hidráulica necessária para que as BFTs limitadas atinjam 1800 rpm.

BFT	n_{exp} (rpm)	Q_{exp} (m ³ /s)	H_{exp} (m)	Q_{1800} (m ³ /s)	H_{1800} (m)	$P_{h,1800}$ (W)
INI 40-250	1440	0,004700	33,591	0,005875	52,486	3024,97
INI 32-200	1606	0,004400	39,167	0,004932	49,202	2380,28

A extrapolação indica que, para a INI 40-250, a altura hidráulica total teria que aumentar de 33,591 m para aproximadamente 52,486 m, acréscimo de 18,895 m, ou cerca de 56,25%. A vazão correspondente seria de 0,005875 m³/s e a potência hidráulica disponível estimada seria de aproximadamente 3,02 kW. Para a INI 32-200, a altura requerida seria de aproximadamente 49,202 m, o que representa acréscimo de 10,034 m, ou cerca de 25,62% em relação ao ponto máximo medido. A vazão estimada para 1800 rpm seria de 0,004932 m³/s, com potência hidráulica disponível de aproximadamente 2,38 kW.

A análise mostra que a limitação observada para essas duas unidades não deve ser interpretada apenas como incapacidade do alternador de atingir sua rotação nominal, mas como consequência da condição hidráulica disponível no conjunto BFB-circuito-BFT. A INI 40-250 apresentou a maior distância em relação à rotação nominal e, por isso, demandaria o maior acréscimo de altura e potência hidráulica. A INI 32-200 ficou mais

próxima de 1800 rpm, porém ainda exigiria aumento relevante da condição hidráulica para alcançar a frequência elétrica nominal estimada de 60 Hz.

É importante destacar que a estimativa apresentada possui caráter idealizado. Essa abordagem não considera possíveis alterações de rendimento, mudanças no comportamento da curva da BFB, aumento das perdas de carga do circuito, perdas mecânicas adicionais no acoplamento e resposta eletromagnética do alternador em nova condição de operação. Portanto, os valores estimados devem ser interpretados como ordem de grandeza da condição hidráulica necessária, e não como previsão exata do ponto de operação.

A diferença de altura hidráulica estimada também não deve ser interpretada diretamente como a altura geométrica necessária de uma torre ou reservatório elevado. Como o sistema opera em circuito fechado e utiliza uma BFB para fornecer energia ao escoamento, a altura hidráulica disponível na BFT resulta da interação entre a bomba motriz, as perdas do circuito, a geometria das tubulações e a carga resistente da BFT. Assim, a elevação do reservatório poderia contribuir para melhorar as condições de sucção da BFB, mas não substituiria, isoladamente, a necessidade de maior disponibilidade hidráulica no ponto de entrada da BFT.

Dessa forma, a extrapolação para 1800 rpm evidencia que a bancada, na configuração avaliada, apresentou limitação hidráulica para as BFTs INI 40-250 e INI 32-200. Para essas unidades atingirem a condição de 60 Hz no alternador, seria necessário ampliar a altura e a vazão disponíveis na entrada da BFT, seja por meio de uma BFB com curva característica mais adequada, redução das perdas de carga do circuito, alteração da configuração hidráulica ou combinação dessas estratégias. Esse resultado reforça a importância de compatibilizar a curva da bomba motriz, a curva de recepção da BFT e as exigências eletromecânicas do alternador em sistemas experimentais de geração hidráulica.

4.5 Correção por rotação e estimativa dos coeficientes de conversão

Como análise complementar, os pontos experimentais de maior rotação das três BFTs foram corrigidos para 1750 rpm. Essa rotação foi adotada como referência por estar associada às curvas de catálogo das bombas operando em modo convencional. A correção para 1750 rpm difere da estimativa para 1800 rpm apresentada anteriormente: enquanto 1800 rpm representa a rotação síncrona necessária ao alternador de quatro polos para operação em 60 Hz, 1750 rpm é utilizada apenas para comparação hidráulica com dados de catálogo.

A correção foi realizada a partir das leis de semelhança, considerando a proporcionalidade linear entre vazão e rotação e a proporcionalidade quadrática entre altura hidráulica e rotação. Como os ensaios foram realizados em vazio, o ponto corrigido representa uma condição próxima ao regime de disparo do conjunto para a carga resistente

disponível, e não o ponto de melhor eficiência da BFT. Portanto, a correção corresponde apenas à transposição do ponto experimental de maior rotação para uma base comum de comparação. A Tabela 7 apresenta os valores obtidos e a tabela 8 sem a utilização da BFB.

Tabela 7 – Correção dos pontos experimentais de maior rotação para 1750 rpm.

BFT	Pot. (cv)	n_{exp} (rpm)	Q_{exp} (m ³ /h)	H_{exp} (m)	$Q_{T,1750}$ (m ³ /h)	$H_{T,1750}$ (m)
INI 40-250	6	1440	16,92	33,59	20,56	49,61
INI 40-200	4	1844	18,36	35,22	17,42	31,72
INI 32-200	2	1606	15,84	39,17	17,26	46,51

Tabela 8 – Estimativa da altura hidráulica equivalente necessária para operação em 1800 rpm.

BFT	Rotação máxima medida	H_{exp}	H_{1800} estimado	Aumento em relação à caixa de 2 m
INI 40-250	1440 rpm	33,59 m.c.a.	52,49 m.c.a.	50,49 m
INI 40-200	1844 rpm	35,22 m.c.a.	33,56 m.c.a.	31,56 m
INI 32-200	1606 rpm	39,17 m.c.a.	49,20 m.c.a.	47,20 m

Observa-se que a INI 40-250 apresentou a maior altura hidráulica corrigida, com 49,61 m, seguida da INI 32-200, com 46,51 m. A INI 40-200, embora tenha atingido a maior rotação experimental e superado 1800 rpm em vazio, apresentou altura corrigida de 31,72 m quando transposta para 1750 rpm. Como essa unidade foi a única ensaiada acima da rotação de referência, sua correção ocorreu no sentido de reduzir vazão e altura para a base de 1750 rpm. Esse comportamento indica que a INI 40-200 demandou menor altura hidráulica para atingir rotações elevadas na configuração da bancada, sugerindo melhor compatibilidade entre sua curva resistente, a energia fornecida pela BFB e a carga resistente do alternador em vazio.

A estimativa dos coeficientes aparentes de conversão exige a comparação entre o ponto corrigido em modo turbina e um ponto de referência da bomba em modo convencional, preferencialmente o ponto de melhor eficiência obtido em catálogo. A literatura clássica de BFTs emprega coeficientes de conversão associados ao BEP para estimar a transposição entre bomba e turbina (VIANA, 1987); (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992); (SHARMA, 1985). No presente trabalho, entretanto, os coeficientes calculados não correspondem aos coeficientes de seleção em BEP, pois foram obtidos a partir de ensaios em vazio. Por isso, são tratados como coeficientes de disparo aparentes, associados ao ponto experimental de operação sem carga útil no eixo.

Com os dados de catálogo apresentados na Tabela 1, foi possível estimar os coeficientes aparentes para as três BFTs avaliadas. Para a INI 40-250, com rotor de 253 mm, adotou-se vazão de melhor eficiência de aproximadamente 31,0 m³/h e altura manométrica próxima de 28,0 m. Para a INI 40-200, com rotor de 209 mm, foram adotados

aproximadamente 27,0 m³/h e 18,0 m. Para a INI 32-200, também com rotor de 209 mm, foram adotados aproximadamente 18,0 m³/h e 19,5 m.

Com base nesses valores, os coeficientes aparentes foram definidos neste trabalho como a razão entre a condição corrigida em modo turbina e a condição de referência em modo bomba, conforme as Equações 4.3 e 4.4.

$$k_q = \frac{Q_{T,1750}}{Q_{BEP,B}^{cat}} \quad (4.3)$$

$$k_h = \frac{H_{T,1750}}{H_{BEP,B}^{cat}} \quad (4.4)$$

em que $Q_{T,1750}$ e $H_{T,1750}$ correspondem à vazão e à altura hidráulica do ponto experimental em vazio corrigido para 1750 rpm, enquanto $Q_{BEP,B}^{cat}$ e $H_{BEP,B}^{cat}$ correspondem aos valores aproximados de vazão e altura da bomba no ponto de melhor eficiência em modo convencional, obtidos por leitura da curva de catálogo. Essa definição foi adotada apenas como indicador diagnóstico do ponto ensaiado, uma vez que diferentes autores podem empregar convenções inversas para os coeficientes de conversão. Os valores estimados são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Estimativa dos coeficientes aparentes de conversão para as BFTs avaliadas.

BFT	Rotor (mm)	$Q_{BEP,B}^{cat}$ (m ³ /h)	$H_{BEP,B}^{cat}$ (m)	$Q_{T,1750}$ (m ³ /h)	$H_{T,1750}$ (m)	k_q	k_h
INI 40-250	253	31,0	28,0	20,56	49,61	0,66	1,77
INI 40-200	209	27,0	18,0	17,42	31,72	0,65	1,76
INI 32-200	209	18,0	19,5	17,26	46,51	0,96	2,39

Os coeficientes de disparo aparentes de vazão foram inferiores à unidade para as três BFTs. A INI 40-250 apresentou $k_q = 0,66$, a INI 40-200 apresentou $k_q = 0,65$ e a INI 32-200 apresentou $k_q = 0,96$. Isso indica que, nos pontos corrigidos de operação em vazio, as vazões ficaram abaixo das vazões de referência no BEP de catálogo em modo bomba, sendo a INI 32-200 a unidade mais próxima da vazão de referência. Esse resultado não contradiz as correlações de seleção de BFTs, nas quais a vazão no BEP em modo turbina tende a ser maior que a vazão no BEP em modo bomba (CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992); (SHARMA, 1985). A diferença ocorre porque os pontos experimentais analisados não são o BEP das turbinas, mas condições de disparo em vazio, sem extração de potência útil no eixo. Assim, o comportamento $k_q < 1$ pode ser interpretado como evidência do estrangulamento centrífugo associado ao regime de disparo, no qual a alta rotação do rotor aumenta a oposição hidráulica à passagem do escoamento sem que haja conversão efetiva de potência útil em carga externa.

Os coeficientes de disparo aparentes de altura foram superiores à unidade em todas as unidades: $k_h = 1,77$ para a INI 40-250, $k_h = 1,76$ para a INI 40-200 e $k_h = 2,39$ para a INI 32-200. Assim, os pontos corrigidos se posicionaram em regiões de maior altura hidráulica em relação aos respectivos pontos de melhor eficiência das bombas em operação convencional. Esse comportamento foi mais acentuado na INI 32-200, que combinou altura hidráulica corrigida elevada com altura de referência de catálogo menor que a da INI 40-250.

A combinação entre $k_q < 1$ e $k_h > 1$ não deve ser interpretada como coeficiente definitivo de conversão das bombas para o modo turbina, nem comparada diretamente aos coeficientes de seleção definidos para o ponto de melhor eficiência. Trata-se de um indicador do deslocamento dos pontos experimentais analisados em relação aos pontos de catálogo. Em outras palavras, os ensaios em vazio conduziram as BFTs a condições de alta carga hidráulica relativa e vazões inferiores às vazões de referência do BEP. Essa condição é compatível com o comportamento de máquinas operando sem carga útil acoplada, em que a rotação se eleva para a energia hidráulica disponível, mas a ausência de extração controlada de potência impede a identificação do ponto ótimo de operação.

Os coeficientes obtidos devem ser interpretados como indicadores aparentes dos pontos experimentais analisados, e não como coeficientes definitivos de conversão das BFTs. Essa ressalva é necessária porque os valores foram estimados a partir de um único ponto de operação de cada máquina, de leituras aproximadas das curvas de catálogo e de ensaios realizados em vazio, sem carga elétrica conectada ao alternador e sem medição direta de torque no eixo. Portanto, os resultados não representam o ponto de melhor eficiência das BFTs nem curvas completas de desempenho em modo turbina. Ainda assim, a análise fornece uma indicação útil do afastamento entre as condições experimentais em regime reverso e o comportamento das bombas em regime convencional.

A combinação entre $k_q < 1$ e $k_h > 1$ não deve ser interpretada como coeficiente definitivo de conversão das bombas para o modo turbina, nem comparada diretamente aos coeficientes de seleção definidos para o ponto de melhor eficiência. Trata-se de um indicador do deslocamento dos pontos experimentais analisados em relação aos pontos de catálogo. Em outras palavras, os ensaios em vazio conduziram as BFTs a condições de alta carga hidráulica relativa e vazões inferiores às vazões de referência do BEP. Essa condição é compatível com o comportamento de máquinas operando sem carga útil acoplada, em que a rotação se eleva para a energia hidráulica disponível, mas a ausência de extração controlada de potência impede a identificação do ponto ótimo de operação.

Os coeficientes obtidos devem ser interpretados como indicadores aparentes dos pontos experimentais analisados, e não como coeficientes definitivos de conversão das BFTs. Essa ressalva é necessária porque os valores foram estimados a partir de um único ponto de operação de cada máquina, de leituras aproximadas das curvas de catálogo e de

ensaios realizados em vazio, sem carga elétrica conectada ao alternador e sem medição direta de torque no eixo. Portanto, os resultados não representam o ponto de melhor eficiência das BFTs nem curvas completas de desempenho em modo turbina. Ainda assim, a análise fornece uma indicação útil do afastamento entre as condições experimentais em regime reverso e o comportamento das bombas em regime convencional.

4.6 Estimativa preliminar da potência elétrica em operação com carga

Com base no procedimento descrito na Seção 3.8.1, os valores máximos de potência hidráulica disponível foram utilizados para estimar a ordem de grandeza da potência elétrica possível em ensaios futuros com carga. Para isso, aplicaram-se três cenários hipotéticos de rendimento global definidos na metodologia: $\eta_{global} \approx 29\%$ no cenário conservador, $\eta_{global} \approx 50\%$ no cenário de referência e $\eta_{global} \approx 58\%$ no cenário otimista.

Esses cenários foram adotados para manter compatibilidade com estimativas preliminares de sistemas micro-hidrelétricos, nas quais a potência útil é obtida pela aplicação de rendimentos sucessivos à potência hidráulica disponível. O DOE e o NCAT indicam eficiências globais típicas da ordem de 50% a 70% para avaliações preliminares desse tipo de sistema, enquanto o NCAT também apresenta valores aproximados de 80% para geradores/alternadores e eficiências superiores a 95% para alguns sistemas de transmissão mecânica (U.S. Department of Energy, 2012; NCAT, 2024). No presente caso, o valor adotado para a transmissão por Cardan, $\eta_{trans} = 0,90$, foi mantido como hipótese conservadora da bancada, pois não foi obtido de medição direta nem corresponde exatamente aos sistemas de transmissão citados nessas referências.

A Tabela 10 apresenta os resultados obtidos para cada BFT. Reitera-se que esses valores não representam potência elétrica medida, pois os ensaios foram realizados em vazio, sem corrente circulando em carga externa e sem medição de fator de potência.

Tabela 10 – Estimativa preliminar da potência elétrica possível em ensaios com carga.

BFT	$P_{h,max}$ (kW)	29% (kW)	50% (kW)	58% (kW)
INI 40-250	1,55	0,45	0,78	0,89
INI 40-200	1,73	0,50	0,87	1,00
INI 32-200	1,69	0,49	0,85	0,98

Considerando todas as BFTs avaliadas, a potência elétrica estimada situa-se entre aproximadamente 0,45 kW e 1,00 kW para os rendimentos globais hipotéticos adotados. O cenário de referência, associado ao mesmo rendimento de BFT utilizado nas Figuras 77 e 78, resultou em estimativas entre 0,78 kW e 0,87 kW. Para a INI 40-200, que apresentou a maior compatibilidade com o alternador em vazio e a maior potência hidráulica calculada, a

faixa estimada ficou entre 0,50 kW e 1,00 kW, com valor de referência de aproximadamente 0,87 kW.

Dessa forma, os resultados obtidos indicam que, sob os rendimentos globais hipotéticos adotados, a potência elétrica possível estaria na ordem de grandeza de 0,5 kW a 1,0 kW. Essa faixa não deve ser interpretada como capacidade nominal da bancada nem como potência elétrica medida, mas como uma estimativa preliminar baseada na potência hidráulica disponível. A conexão de carga altera a rotação, a tensão terminal, a corrente gerada e o próprio ponto hidráulico de operação do conjunto. Portanto, a determinação da potência elétrica real exige ensaios adicionais com carga controlada, medição simultânea de tensão, corrente, fator de potência e rotação, além da avaliação do rendimento da BFT e do alternador em regime carregado.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo aprimorar e validar experimentalmente uma bancada modular para ensaios com bombas funcionando como turbinas acopladas a um alternador síncrono trifásico, dando continuidade ao estudo desenvolvido por Rodrigues (2021). Esse objetivo foi atendido por meio da adequação física da bancada, da montagem hidráulica e eletromecânica, da instrumentação dos ensaios, da validação dinâmica da estrutura e da caracterização preliminar de três BFTs em condição de operação em vazio.

A análise modal experimental e a avaliação vibracional operacional permitiram complementar a validação estrutural estática previamente realizada. Os resultados indicaram regiões com maior participação dinâmica, principalmente associadas ao trilho do alternador, às vigas laterais e à região de apoio da BFB. A partir dessa identificação, foram implementados reforços estruturais localizados, contribuindo para aumentar a rigidez da bancada e melhorar sua estabilidade durante a operação.

Do ponto de vista hidráulico e eletromecânico, a bancada demonstrou capacidade de operar em circuito fechado e de impor condições controladas de vazão e pressão às BFTs avaliadas. A variação da frequência do inversor da BFB permitiu obter curvas experimentais de rotação, vazão, pressão, altura hidráulica, potência hidráulica disponível e tensão em vazio. Como os ensaios foram realizados sem carga elétrica conectada ao alternador e sem medição direta de torque no eixo, não foram determinadas experimentalmente a eficiência das BFTs, a potência mecânica efetiva e a potência elétrica útil.

Entre as três BFTs ensaiadas, a INI 40-200 apresentou a melhor compatibilidade com a condição nominal do alternador na configuração avaliada. Essa unidade atingiu 1844 rpm, 226 V em vazio e frequência elétrica estimada de 61,47 Hz, superando a rotação síncrona de 1800 rpm associada à operação em 60 Hz. A INI 32-200 atingiu 1606 rpm e 209 V, aproximando-se da tensão nominal, mas permanecendo abaixo da rotação síncrona. A INI 40-250, por sua vez, alcançou 1440 rpm e 183 V, apresentando os menores valores máximos de rotação e tensão entre as unidades avaliadas.

A potência hidráulica disponível confirmou que havia energia significativa no escoamento, com valores máximos de aproximadamente 1,73 kW para a INI 40-200, 1,69 kW para a INI 32-200 e 1,55 kW para a INI 40-250. Esses valores, entretanto, representam apenas a potência hidráulica disponível na entrada da BFT, não podendo ser interpretados como potência útil no eixo ou potência elétrica gerada. A análise de sensibilidade com rendimentos assumidos permitiu apenas estimar ordens de grandeza para potência mecânica e torque, sem atribuir caráter experimental direto a essas grandezas.

A extrapolação por leis de semelhança indicou que as limitações observadas nas

unidades INI 40-250 e INI 32-200 estiveram associadas à condição hidráulica disponível na configuração ensaiada. Para que a INI 40-250 atingisse 1800 rpm, a altura hidráulica total estimada deveria aumentar de 33,59 m para aproximadamente 52,49 m. Para a INI 32-200, a altura estimada deveria aumentar de 39,17 m para aproximadamente 49,20 m. Esses resultados mostram que a capacidade de atingir a condição nominal do alternador não depende apenas da potência nominal da bomba, mas da compatibilização entre a curva da BFB, as perdas do circuito, a geometria da BFT e a carga resistente do conjunto acoplado.

A correção dos pontos experimentais para 1750 rpm e a estimativa dos coeficientes aparentes de conversão reforçaram essa interpretação. Os coeficientes obtidos devem ser entendidos como indicadores do comportamento das máquinas nos pontos experimentais analisados, e não como coeficientes definitivos de conversão no ponto de melhor eficiência. Essa ressalva é necessária porque os ensaios foram conduzidos em vazio, sem carga elétrica conectada e sem medição direta de torque.

Conclui-se, portanto, que o trabalho cumpriu sua proposta ao transformar a bancada em uma plataforma experimental mais robusta, instrumentada e apta à caracterização comparativa de BFTs acopladas a alternador. A principal contribuição do estudo está na validação da bancada, na identificação das limitações hidráulicas e eletromecânicas do conjunto e na seleção preliminar da BFT mais compatível com a condição disponível. A INI 40-200 mostrou-se a alternativa mais promissora para ensaios subsequentes com carga elétrica, enquanto a INI 32-200 e a INI 40-250 indicaram a necessidade de maior adequação hidráulica para atingir a rotação nominal. Com isso, o estudo estabelece uma base experimental consistente para etapas futuras de medição de torque, conexão de carga elétrica, determinação de rendimento e avaliação efetiva da geração de energia em sistemas de pequena escala com bombas funcionando como turbinas.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos resultados obtidos e das limitações identificadas durante o desenvolvimento da bancada experimental, são propostas algumas possibilidades de continuidade para pesquisas futuras relacionadas ao estudo de BFTs. Essas sugestões buscam complementar a caracterização do sistema, ampliar a confiabilidade das medições e aprofundar a análise do desempenho hidráulico, mecânico e elétrico do conjunto.

- Realizar ensaios com carga elétrica conectada ao alternador, utilizando cargas resistivas controladas. Essa etapa permitiria medir tensão, corrente, potência elétrica e frequência sob carga, possibilitando a determinação da eficiência global do sistema.
- Instalar um torquímetro rotativo entre a BFT e o alternador, permitindo medir diretamente o torque durante a operação e calcular a potência mecânica efetiva no eixo.
- Desenvolver um estudo mais aprofundado das perdas hidráulicas e mecânicas do sistema, considerando tubulações, acoplamentos, mancais, rotor e carcaça da BFT.
- Aplicar simulações numéricas por dinâmica dos fluidos computacional para investigar o escoamento interno da bomba em modo turbina, identificando regiões de recirculação, separação de escoamento e perdas no rotor, bem como estudar novas geometrias de rotores.
- Instalar um botão de emergência do tipo cogumelo em posição acessível ao operador, permitindo o desligamento rápido da bancada em caso de falha elétrica, vazamento, vibração excessiva ou comportamento anormal do conjunto.
- Implementar um sistema integrado de aquisição de dados para registrar simultaneamente vazão, pressão digital, rotação, tensão, corrente e frequência elétrica, reduzindo erros de leitura manual.
- Realizar nova análise modal experimental e análise vibracional operacional após os reforços estruturais, permitindo quantificar a alteração das frequências naturais e verificar a redução das amplitudes vibratórias.
- Fazer uma análise de aumento de temperatura da água no circuito fechado para avaliar se haverá o aumento de bolhas de água o que pode resultar em cavitação do sistema durante horas de operação.

REFERÊNCIAS

- ABRAPCH. *O que são PCHs e CGHs?* 2014. Site institucional. Disponível em: <<https://abrapch.org.br/2014/03/o-que-sao-pchs-e-cghs/>>. Acesso em: 23 jun. 2026.
- ABRAPCH. *Brasil amplia protagonismo na geração hidrelétrica sustentável e pode mais que dobrar capacidade de PCHs e CGHs.* 2026. Artigo no site da ABRAPCH. Data informada no arquivo original: 24 a 26 de fevereiro de 2026. Disponível em: <<https://abrapch.org.br/2026/02/brasil-amplia-protagonismo-na-geracao-hidreletrica-sustentavel-e-pode-mais-que-dobrar-capacidade-de-pchs-e-cghs/>>. Acesso em: 23 jun. 2026.
- Agro Bombas Comércio e Indústria Ltda. *Acoplamento Madeflex Cr 02.* 2026. <<https://www.mercadolivre.com.br/acoplamento-madeflex-cr-02/up/MLBU598078674>>. Acesso em: 26 jun. 2026. Marca: Mademil. Modelo: Cr 02. Dimensões do elemento elástico: 59 mm x 16 mm. Temperatura de operação: -20°C a 80°C. Disponível em: <<https://www.mercadolivre.com.br/acoplamento-madeflex-cr-02/up/MLBU598078674>>.
- ALLPRIME. *Cavitacao: o que e e como ela afeta a vida das bombas.* 2022. <<https://allprimebombas.com.br/2022/05/11/cavitacao-o-que-e-e-como-ela-afeta-a-vida-das-bombas/>>. Acesso em: 20 ago. 2023.
- BALARIM, C. R. et al. Custo de bombas centrífugas funcionando como turbinas em microcentrais hidrelétricas. *Engenharia Agrícola*, Associação Brasileira de Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 24, n. 1, p. 219–225, jan./abr. 2004.
- BILOŠOVÁ, A. *Modal testing.* Ostrava, 2011. Documento acadêmico. Disponível em: <https://moodle2.units.it/pluginfile.php/75129/mod_resource/content/1/EMA.pdf>. Acesso em: 23 jun. 2026.
- BRAGANTINI, M. F. *Estudo de uma bomba centrífuga submersa operando como turbina.* Dissertação (Dissertação (Mestrado)) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2012. Orientador: Antonio Carlos Bannwart.
- BRASIL. *Norma Regulamentadora n. 26: Sinalização de Segurança.* 2022. Disponível em: <<https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/aceso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/arquivos/normas-regulamentadoras/nr-26-atualizada-2022.pdf>>. Acesso em: 25 jun. 2026.
- BRASIL. *Norma Regulamentadora n. 5: Comissão Interna de Prevenção de Acidentes e de Assédio (CIPA).* 2022. Disponível em: <<https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/aceso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/arquivos/normas-regulamentadoras/nr-05-atualizada-2022.pdf>>. Acesso em: 25 jun. 2026.
- BRASIL. *Norma Regulamentadora n. 6: Equipamento de Proteção Individual (EPI).* 2022. Disponível em: <<https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/aceso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/normas-regulamentadora/normas-regulamentadoras-vigentes/norma-regulamentadora-no-6-nr-6>>. Acesso em: 25 jun. 2026.

- BRASIL. *Norma Regulamentadora n. 10: Segurança em Instalações e Serviços em Eletricidade*. 2023. Disponível em: <<https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/acesso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/arquivos/normas-regulamentadoras/nr-10.pdf>>. Acesso em: 25 jun. 2026.
- BRASIL. *Norma Regulamentadora n. 12: Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos*. 2024. Disponível em: <<https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/acesso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/normas-regulamentadora/normas-regulamentadoras-vigentes/nr-12-atualizada-2024.pdf>>. Acesso em: 25 jun. 2026.
- CAVAZZINI, G. et al. Accurate estimation model for small and micro hydropower plants costs in hybrid energy systems modelling. *Energy*, v. 103, p. 746–757, 2016. ISSN 0360-5442. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216302687>>.
- CHAPALLAZ, J.-M.; EICHENBERGER, P.; FISCHER, G. *Manual on pumps used as turbines*. Braunschweig, Germany: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1992. v. 11. (MHPG Series, v. 11). Harnessing water power on a small scale.
- ELBATRAN, A. H. et al. Hydro power plant technologies including small and micro-turbines: a review. *Journal of Advanced Research*, v. 6, n. 2, p. 237–252, mar. 2015. Também identificado no arquivo original como Energy Generation and Conservation.
- EPE. *Plano Decenal de Expansão de Energia 2030*. Brasília, DF, 2021. Entidade vinculada ao Ministério de Minas e Energia. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/plano-decenal-de-expansao-de-energia-2030>>. Acesso em: 23 jun. 2026.
- EWINS, D. J. *Modal testing: theory, practice and application*. 2. ed. [S.l.]: Research Studies Press, 2000. 592 p. ISBN 978-0-863-80218-8.
- FERREIRA, R. F. *Programação do despacho de geração de unidades hidrelétricas via programação linear inteira mista*. Dissertação (Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica)) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. Orientador: Erlon Cristian Finardi.
- GUEDES, M. *O Alternador Síncrono Trifásico nos Pequenos Aproveitamentos Hidroelétricos*. Porto, Portugal, 1994. 43 p.
- HENN, A. *Máquinas de fluido*. 3. ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2016.
- IMBIL. *Soluções em Bombeamento: Catálogo Técnico de Bombas INI*. Campinas, SP, Brasil, 2014. Edição 12/2014. Disponível em: <www.imbil.com.br>. Acesso em: 24 jun. 2026. Disponível em: <<https://www.imbil.com.br>>.
- INVITTI, M. *Metodologia de projeto de um alternador síncrono trifásico de polos salientes com análise magnética através de rede de relutâncias e de simulações numéricas*. Florianópolis: [s.n.], 2020. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Elétrica), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. 100 f. Disponível no Repositório Institucional da UFSC.

JÚNIOR, O. M. *Tecnologias para pequenos produtores rurais: desidratador híbrido e MCH funcionando com BFTs*. Dourados, MS: Edição do Autor, 2013. ISBN 978-85-8147-059-7.

MAIA, N. M. M.; SILVA, J. M. M. (Ed.). *Theoretical and experimental modal analysis*. Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press, 1997. v. 9. (Mechanical Engineering Research Studies: Engineering Dynamics Series, v. 9). Series editor: J. B. Roberts. ISBN 0-86380-208-7. Disponível em: <<https://www.researchstudypress.com/>>.

MATTOS, E. E. d.; FALCO, R. d. *Bombas industriais*. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998. A lista original também informa Edgard Blücher como editora; conferir a edição utilizada.

MEDEIROS, D. de M. *A utilização de bombas operando como turbinas e geradores de indução na geração de energia elétrica*. Dissertação (Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia)) — Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Itajubá, MG, 2004. Orientador: Prof. Dr. Augusto Nelson Carvalho Viana.

MOEZZI, R.; CYRUS, J.; KOCI, J. Vibration analysis of multifunctional laminated glass composite panel. In: PETR, M. et al. (Ed.). *62nd International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2022)*. Liberec, Czech Republic: Atlantis Press, 2024. (Highlights in Engineering, v. 28), p. 67–78. Disponível em: <https://doi.org/10.2991/978-94-6463-423-5_9>.

NCAT. *Micro-Hydro Power: A Beginners Guide to Design and Installation*. 2024. Disponível em: <<https://www.ncat.org/publication/micro-hydro-power-a-beginners-guide-to-design-and-installation/>>. Acesso em: 29 jun. 2026.

NOGUEIRA, F. J. H. *Bombas centrífugas funcionando como turbinas*. Itajubá, MG, 1990.

PAISH, O. Small hydro power: technology and current status. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 6, n. 6, p. 537–556, 2002. ISSN 1364-0321. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032102000060>>.

PEREIRA, G. M. *Projeto de usinas hidrelétricas: passo a passo*. São Paulo: Oficina de Textos, 2015. ISBN 978-85-7975-162-2.

PERES, G. S. *Estudo experimental de uma bomba operando como turbina para aplicação de elevação artificial*. Dissertação (Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo)) — Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2011. 110 f. Disponível em: Repositório da Unicamp / CORE.

PINHEIRO, H. *Máquinas e acionamentos elétricos: motores trifásicos de corrente alternada*. 2007. Material didático.

POLAKOVA, Z.; POLAK, M. Centrifugal pump in turbine mode for small hydropower. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering*. Prague, Czech Republic: [s.n.], 2016. p. 500–504. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/322757721_Centrifugal_Pump_in_Turbine_Mode_for_Small_Hydropower>. Acesso em: 25 jun. 2026.

POSTACCHINI, M. et al. Hydropower generation through pump as turbine: Experimental study and potential application to small-scale wdn. *Water*, MDPI, Basel, Switzerland, v. 12, n. 4, p. 958, mar. 2020. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/2073-4441/12/4/958>>.

RODRIGUES, V. Z. *Desenvolvimento de uma bancada de teste laboratorial de bombas funcionando como turbinas*. Dourados, MS: [s.n.], 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Energia).

SENSLOR. *CAM-3000H Handheld Ultrasonic Flowmeter User Manual*. S.l., 2026. Manual de instruções para medidor de fluxo ultrassônico portátil. Série CAM-3000H. Disponível em: <<http://exemplo.com/manual-cam3000h.pdf>>.

SHARMA, K. R. *Small hydroelectric projects: use of centrifugal pumps as turbines*. Bangalore, India: Kirloskar Electric Co., 1985.

SILVA, F. J. d. *Manutenção preditiva por análise de vibração com utilização de microcontrolador arduino e sensor MEMS: estudo de caso de um conjunto moto-bomba*. 40 p. Dissertação (Trabalho de Conclusão de Curso) — Universidade Federal da Grande Dourados, Dourados, 2022. Bacharelado em Engenharia Mecânica.

SKF. *Sobre alinhamento de eixo*. 2026. <<https://www.skf.com/br/products/maintenance-products/alignment-tools/shaft-alignment/about-shaft-alignment>>. Acesso em: 25 jun. 2026.

SOUZA, N. S. *Apostila de acionamentos elétricos*. Natal, RN, 2009. Apostila, Campus Central.

THEBE; Ebara Corporation. *Bombas Hidráulicas: Catálogo de Produtos*. Franca - SP, 2018.

UMANS, S. D. *Máquinas elétricas de Fitzgerald e Kingsley*. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2014. Tradução de Anatólio Laschuk. ISBN 978-85-8055-374-1.

U.S. Department of Energy. *Planning a Microhydropower System*. 2012. Disponível em: <<https://www.energy.gov/energysaver/planning-microhydropower-system>>. Acesso em: 29 jun. 2026.

U.S. Department of Energy. *U.S. Hydropower Market Report*. Washington, DC, 2021.

VIANA, A. N. C. *Comportamento de bombas centrífugas funcionando como turbinas hidráulicas*. Dissertação (Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)) — Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, MG, 1987.

VILLAR, G. J. d. V. *Geradores e motores CC: máquinas de corrente contínua*. Mossoró, RN, 2006. Apostila da disciplina Máquinas e Acionamentos Elétricos, Curso de Eletrotécnica, 2º módulo.

VILLEGAS, J. J. O. Projeto de Grau, *Geração de Energia Elétrica com Bomba Centrífuga*. Bogotá D.C., Colômbia: [s.n.], 2013. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia.

VINAGRE, M. V. d. A. et al. Otimização do uso de turbinas axiais em pequenas centrais hidrelétricas. *RBRH - Revista Brasileira de Recursos Hídricos*, v. 21, n. 1, p. 88–98, 2016.

WEG. *Manual do inversor de frequência CFW08*. [S.l.], 2021. Acesso em: 23 jul. 2023.

WILLIAMS, A. *Pumps as turbines: a user's guide*. 2. ed. London: ITDG Publishing, 2003. 80 p. EBook ISBN 9781780441320. ISBN 9781853395673.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações*. Porto Alegre: AMGH, 2007.

ANEXO A - Quadro ilustrativo de diagnóstico de vibração

Quadro ilustrativo que auxiliou o diagnóstico das medições da análise modal da bancada.

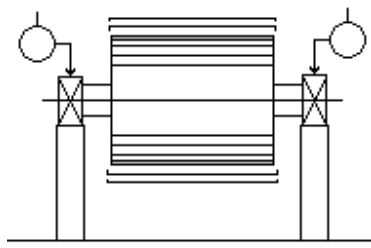
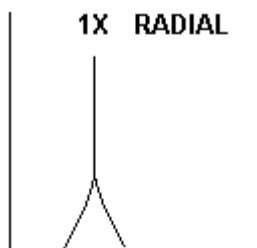
QUADRO ILUSTRATIVO DE DIAGNÓSTICOS DE VIBRAÇÃO

ESPECTRO TÍPICO

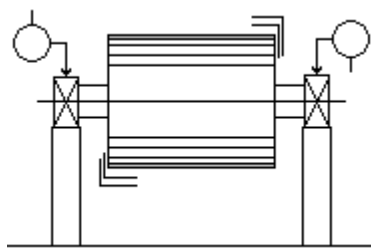
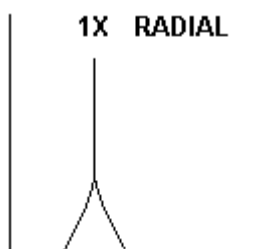
RELAÇÃO DE FASES

OBSERVAÇÕES

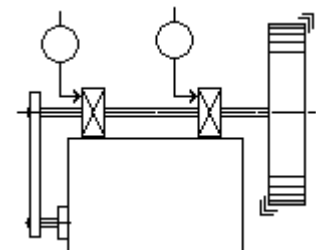
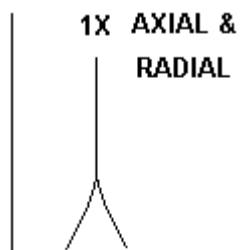
DESBALANCEAMENTO DE MASSA



O Desbalanceamento de Forças estará em fase e será permanente. A amplitude devida ao Desbalanceamento crescerá com o quadrado da velocidade (3X de aumento da velocidade = 9X de aumento na vibração). 1X RPM sempre está presente e normalmente domina o espectro. Pode ser corrigida pela colocação, simplesmente, de um peso de balanceamento em um plano no centro de gravidade do Rotor (CG).

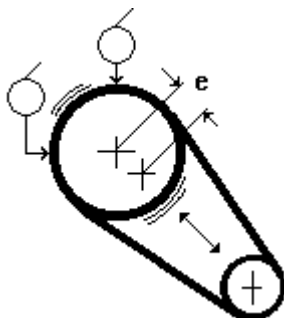
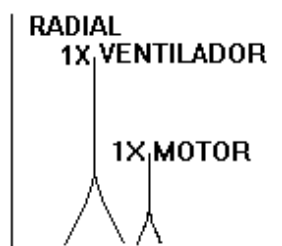


O Desbalanceamento de Acoplamento tende a ficar 180° fora de fase no mesmo eixo. 1X está sempre presente e normalmente domina o espectro. A amplitude varia com o quadrado do crescimento da velocidade. Pode provocar vibrações axiais e radiais elevadas. A correção exige a colocação de pesos de balanceamento em pelo menos 2 planos. Observe que pode existir aproximadamente 180° de diferença de fase entre as horizontais OB e IB, bem como entre as verticais OB e IB.



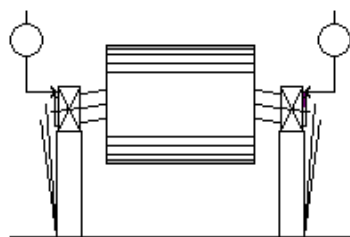
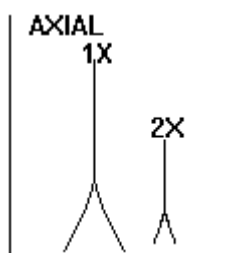
O Desbalanceamento do Rotor em Balanço causa elevado 1X RPM tanto na direção axial como na direção radial. Leituras axiais tendem a estar em fase, enquanto leituras de fase radiais podem ser instáveis. Rotores em balanço comumente têm desbalanceamento de força e de acoplamento, cada um dos quais exigirá igualmente que se faça a correção.

ROTOR EXCÊNTRICO



Ocorre Excentricidade quando o centro de rotação está fora do centro geométrico de uma polia, uma engrenagem, um mancal, uma armadura de motor, etc. A maior vibração ocorre a 1X RPM do componente excêntrico na direção das linhas dos centros dos dois rotores. Leituras comparativas de fases horizontal e vertical usualmente diferem de 0° ou de 180° (cada uma delas indica movimento em linha reta). Tentativas de balancear um rotor com excentricidade resulta, muitas vezes, na redução da vibração em uma direção, porém em seu aumento na outra direção radial (dependendo da quantidade da excentricidade).

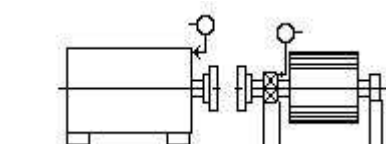
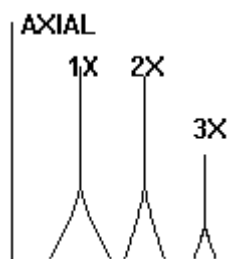
EIXO ARQUEADO



Problemas de Arqueamento do eixo causam alta vibração axial com as diferenças de fase axial tendendo para 180° no mesmo componente da máquina. A vibração dominante é normalmente de 1X se a curvatura for próxima ao centro do eixo, mas será de 2X se a curvatura estiver próxima ao acoplamento (Ao fazer as medições seja cuidadoso com a orientação do transdutor , invertendo a direção do transdutor para cada medição axial).

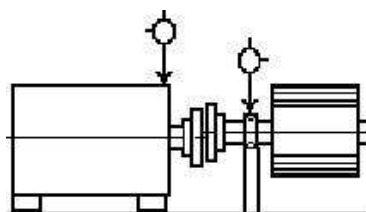
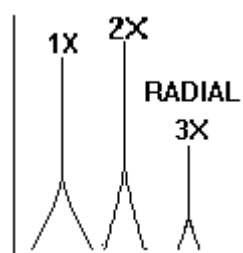
DESALINHAMENTO

A - ANGULAR



O Desalinhamento Angular é caracterizado pela alta vibração axial, 180° fora de fase através do acoplamento .Caracteristicamente haverá alta vibração axial tanto com 1X quanto com 2X RPM. Entretanto não é incomum que 1X, 2X ou 3X sejam dominantes. Estes sintomas podem indicar também problemas de acoplamento.

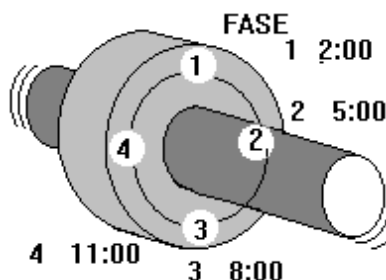
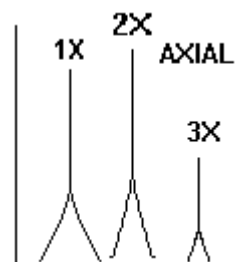
B B- PARALELO



Desalinhamento Paralelo tem sintomas similares ao Angular, mas apresenta vibração radial alta que se aproxima de 180° fora de fase através do acoplamento. 2X é muitas vezes maior que 1X, mas sua altura relativa para 1X é habitualmente ditada pelo tipo e construção do acoplamento. Quando o Desalinhamento Angular ou Radial se torna severo, pode gerar picos de alta amplitude em harmônicos muito mais altos (4X-8X) ou mesmo toda uma série de harmônicos de alta frequência similar na aparência à folga mecânica. A construção do acoplamento influenciará muitas vezes a forma do espectro quando o Desalinhamento é severo .

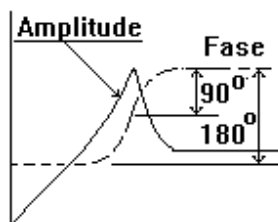
ROLAMENTO

ENJAMBRADO NO EIXO



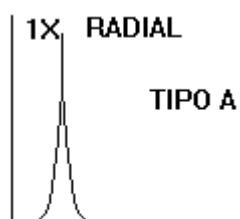
Rolamento Enjambado pode gerar considerável vibração axial. Causará Movimento de Torção com aproximadamente 180° de variação de fase de alto a baixo e/ou lado a lado quando medido na direção axial do mesmo local do mancal. Tentativas de realinhar o acoplamento ou balancear o rotor não aliviarão o problema. O Rolamento deve ser removido e corretamente instalado.

RESSONÂNCIA

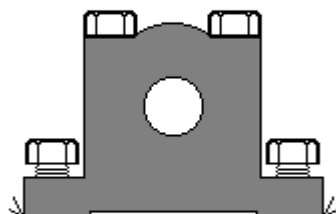
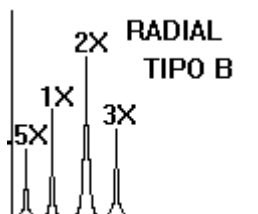


Ocorre Ressonância quando uma Frequência Forçada coincide com uma Frequência Natural do Sistema, e pode provocar um grande aumento da amplitude, o que pode resultar em falha prematura ou mesmo catastrófica. Esta pode ser uma Frequência Natural do rotor, mas pode, muitas vezes, se originar da carcaça, da fundação, da caixa de engrenagens ou mesmo de correias de transmissão. Se o rotor estiver em ressonância ou próximo dela, será quase impossível balanceá-lo devido à grande variação de fase que ele experimenta (90° em ressonância; aproximadamente 180° quando a ultrapassa). Muitas vezes exige mudança da localização da frequência natural. Frequências Naturais não mudam com a mudança de velocidade, o que ajuda a facilitar sua identificação.

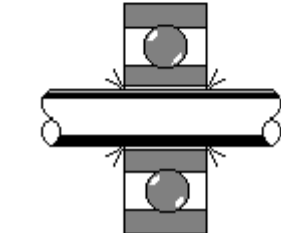
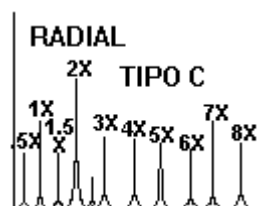
FOLGA MECÂNICA



A folga Mecânica é indicada pelos espectros dos tipos A, B e C. O Tipo A é causado por folga/fragilidade Estrutural nos pés, base ou fundação da máquina; também pela deterioração do apoio ao solo, folga de parafusos que sustentam a base; e distorção da armação ou base (ex.: pé frouxo). A análise de fase revelará aproximadamente 180° de diferença de fases entre medições verticais no pé da máquina, local onde está a base e a própria base.

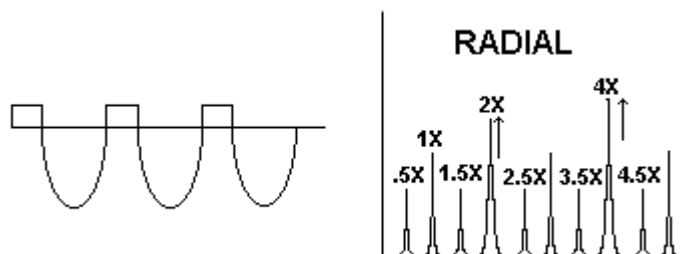


O tipo B é geralmente causado por parafusos soltos no apoio da base, trincas na estrutura do skid ou no pedestal do mancal.



O tipo C é normalmente provocado por ajuste impróprio entre partes componentes para forças dinâmicas do rotor. Causa o truncamento da forma de onda no tempo. O tipo C é muitas vezes provocado por uma folga linear do mancal em sua tampa, folga excessiva em uma bucha ou de elemento rotativo de um mancal de rolamento ou um rotor solto com folga em relação ao eixo. A fase tipo CX é muitas vezes instável e pode variar amplamente de uma medição para a seguinte, particularmente se o rotor muda de posição no eixo a cada partida. A folga Mecânica é, geralmente, altamente direcional e pode causar leituras bem diferentes se comparamos incrementos de 30° de nível na direção radial em todo o caminho em torno de uma caixa de mancal. Observe também que a folga causará muitas vezes múltiplos de sub-harmônicos a exatamente 1/2 ou 1/3 RPM (.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).

ROÇAMENTO DO ROTOR



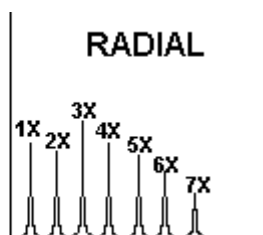
O Roçamento do Rotor produz espectro similar à folga mecânica quando as partes rotativas entram em contato com componentes estacionários. O atrito pode ser parcial ou em toda a rotação. Usualmente, gera uma série de frequências, muitas vezes excitando uma ou mais ressonâncias. Muitas vezes excita uma série completa de sub-harmônicos frações da velocidade de marcha ($1/2, 1/3, 1/4, 1/5, \dots 1/n$), dependendo da localização das frequências naturais do rotor. O Roçamento do Rotor pode excitar muitas frequências altas (ruído de banda larga semelhante ao ruído do giz quando risca o quadro-negro). Ele pode ser muito sério e de curta duração se provocado pelo contato do eixo com o (Babbitt) metal-patente do mancal; mas menos sério quando o eixo roça em uma vedação, a pá de um misturador roça na parede de um tanque, e o eixo ou a luva roça no guarda-acoplamento.

MANCAIS DE BUCHAS

MANCAIS DE BUCHA

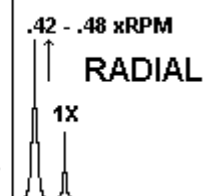
PROBLEMAS :

A - FOLGA E DESGASTE

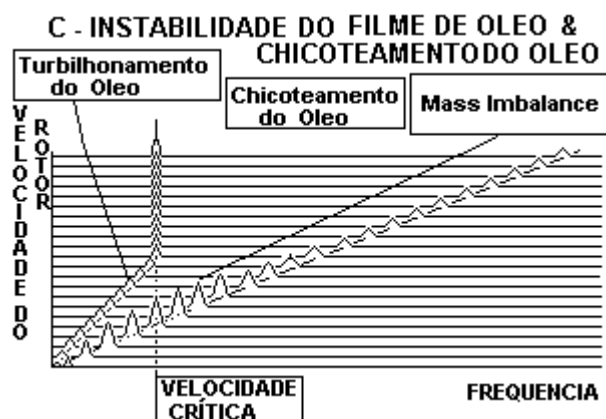


Os últimos estágios de desgaste dos mancais de bucha são normalmente evidenciados pela presença de séries inteiras de harmônicos da velocidade de operação (acima de 10 ou até 20). Mancais de bucha desgastados comumente admitirão altas amplitudes verticais se comparadas com as horizontais. Mancais de bucha com excessiva liberdade podem permitir um menor desbalanceamento e/ou desalinhamento, provocando vibração alta, que poderia ser muito menor se as folgas do mancal fossem apertadas.

B - INSTABILIDADE DO FILME DE ÓLEO TURBILHONAMENTO DO ÓLEO



A Instabilidade do Filme de Óleo por Turbilhonamento ocorre de .42 a .48X RPM e é muitas vezes bastante severa e considerada excessiva quando a amplitude exceder 50% das folgas dos mancais. O Turbilhonamento do Óleo é uma vibração firmemente excitada do óleo causada por desvios nas condições normais de operação (posição do ângulo e razão de excentricidade) fazem com que a cunha de óleo empurre o eixo ao redor da parte interna do mancal. A força desestabilizadora na direção de rotação resulta em um turbilhonamento (ou precessão). O Turbilhonamento é inerentemente instável, uma vez que ele aumenta as forças centrífugas que aumentam as forças do

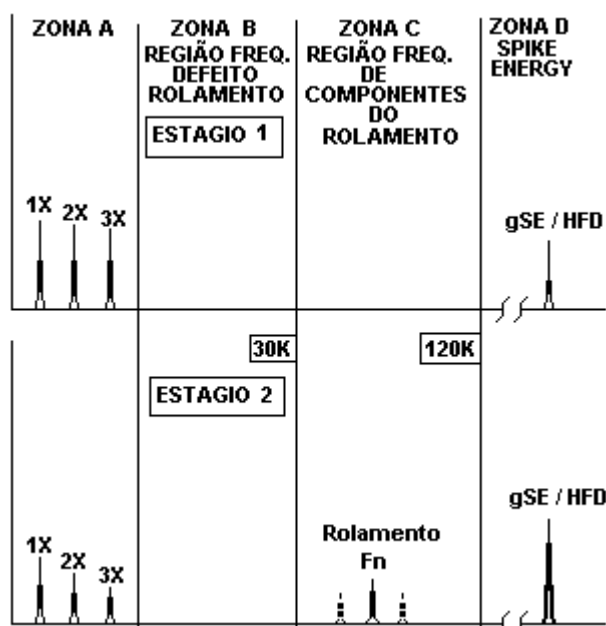


turbilhonamento. Pode levar o óleo a não sustentar o eixo, ou pode se tornar instável quando a frequência do turbilhonamento coincide com a frequência natural do rotor. Mudanças na viscosidade do óleo, pressão no tubo e cargas externas podem causar o turbilhonamento do óleo.

Pode ocorrer Chicoteamento do Óleo se a máquina operar em ou acima de 2X a Frequência Crítica do Rotor. Quando o Rotor atinge duas vezes a Velocidade Crítica, o Chicoteamento do Óleo estará muito próximo da Crítica do Rotor e talvez cause excessiva vibração a qual leva a película de óleo a não mais ser capaz de suportar o eixo por muito tempo. Agora a Velocidade do Turbilhonamento se amarrará à Crítica do Rotor e seu pico não ultrapassará mais esta, mesmo que a máquina atinja velocidades cada vez mais altas.

MANCAIS DE ROLAMENTOS

4 ESTAGIOS DE FALHAS DE ROLAMENTOS :



ESTAGIO 1: As primeiras indicações de problemas de rolamentos aparecem nas Frequências Ultra-sônicas na faixa aproximada de 20.000 à 80.000 Hz (1.200.000 a 3.800.000 CPM). Estas frequências são avaliadas através do Spike Energy(gSE), HFD(g) e Shock Pulse (dB). Por exemplo, o Spike Energy pode ocorrer primeiro a cerca de 0,25gSE no Estágio 1 (valor atual dependendo da localização da medição e da velocidade da máquina).

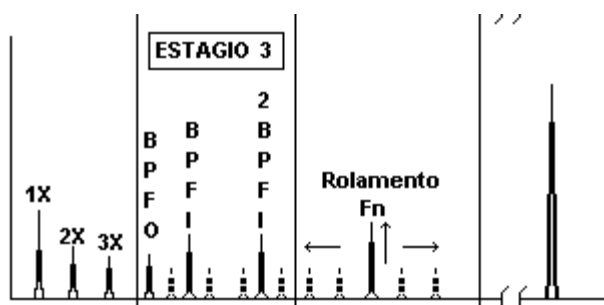
ESTÁGIO 2: Defeitos de pequena monta começam a "cercar" as Frequências Naturais dos componentes do rolamento (Fn) que ocorrem predominantemente na faixa de 30K a 120K CPM. Frequências das bandas laterais aparecem acima e abaixo do pico da frequência natural ao fim do Estágio 2. A energia de ponta cresce (por exemplo de 0,25 para 0,50 gSE).

ESTÁGIO 3: Frequências de defeitos de Rolamentos e seus Harmônicos aparecem (ver página sob o título "Frequências de Falha de Rolamentos em Conjunto Girante"). Quando aumenta o desgaste, aparecem mais Harmônicos da Frequência de defeito e cresce o número de bandas laterais, ambos em torno daquelas e das frequências naturais do Rolamento. Spike Energy (gSE), continua a crescer (por exemplo de 0,5 para mais de 1 gSE). O desgaste é agora, em geral visível, e poderá se estender pela periferia do Rolamento, particularmente quando bandas

ESPECTRO TÍPICO

RELAÇÃO DE FASES

OBSERVAÇÕES

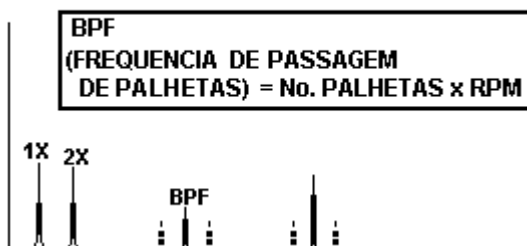


laterais bem formadas acompanham harmônicos de Frequência de defeito do Rolamento. Substitua os Rolamentos agora.

ESTÁGIO 4 Caminhando para o fim, até mesmo a amplitude de 1X RPM é afetada. Ela cresce, e normalmente causa o crescimento de muitos harmônicos da velocidade de operação. Defeitos discretos de rolamento e frequências naturais de componentes neste momento começam a "desaparecer", sendo substituídas por frequências altas de banda larga, aleatórias num "patamar de ruído". Além disso, as amplitudes tanto da frequência alta do patamar de ruído quanto da energia de ponta poderão na verdade decrescer; mas, imediatamente antes da falha, o Spike Energy (gSE) usualmente crescerá para amplitudes excessivas.

FORÇAS AERODINÂMICAS E HIDRÁULICAS

A- PASSAGEM PALHETA & PASSAGEM DIFUSOR

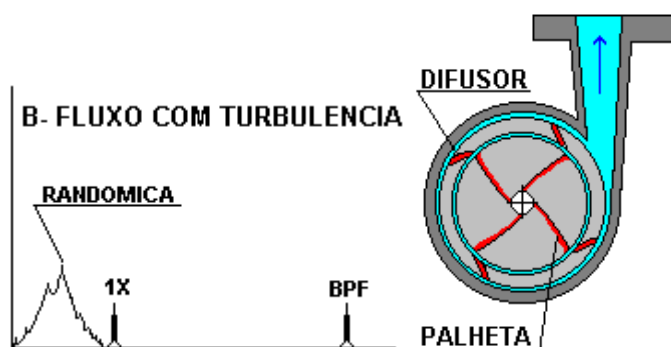


Frequência de Passagem de Palheta (BPF) = No. de Palhetas(ou Pás) X RPM. Esta Frequência é inerente à bombas, ventiladores e compressores, e, normalmente não constitui um problema. Entretanto, grande amplitude de BPF (e harmônicos) podem ser gerados em uma bomba se o intervalo entre as pás rotativas e os difusores estacionários não for mantido igual ao longo de todo o caminho. Também BPF (ou harmônico) pode coincidir algumas vezes com a frequência natural do sistema causando alta vibração. Alto BPF pode ser gerado se formarem desgastes nos impulsores ou caírem as travas dos difusores. BPF alto também pode ser causado por bandas abruptas na tubulação (ou duto), obstruções que prejudiquem o fluxo, ou se o rotor da bomba ou do ventilador estiver descentralizado dentro de sua carcaça.

ESPECTRO TÍPICO

RELAÇÃO DE FASES

OBSERVAÇÕES



A turbulência muitas vezes ocorre em sopradores devido às variações de pressão e velocidade do ar passando através do ventilador ou do sistema de dutos conectados. A passagem do fluxo causa turbulência, que gerará vibração aleatória de baixa frequência, tipicamente na faixa de 50 a 2000 CPM

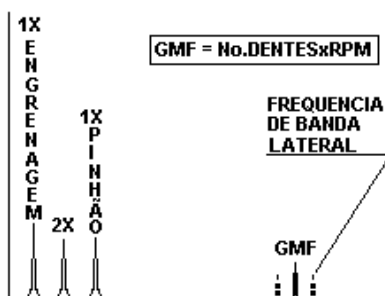


A cavitação normalmente gera energia em banda larga, de frequência mais alta, de caráter aleatório, que algumas vezes se superpõe a harmônicos de frequência de passo de lâmina. Normalmente, indica pressão de sucção insuficiente. A cavitação pode ser bastante destrutiva para a parte interna da bomba, se deixada sem correção. Ela pode particularmente erodir as palhetas do rotor. Quando presente, ela soa muitas vezes como se pedras estivessem passando através da bomba.

ENGRENAGENS

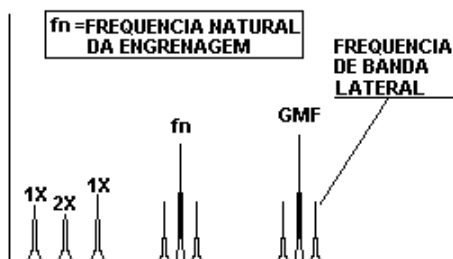
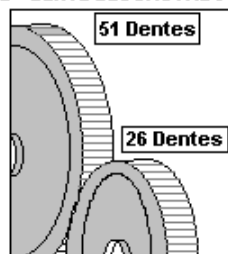
ENGRENAGENS

A - ESPECTRO NORMAL



O Espectro Normal mostra 1X e 2X, junto com a Frequência da Rede de Engrenagens (GMF). Comumente GMF tem bandas laterais da velocidade de operação em torno dela todos os picos são de baixa amplitude, e não são excitadas as frequências naturais das engrenagens.

B - DENTE DESGASTADO



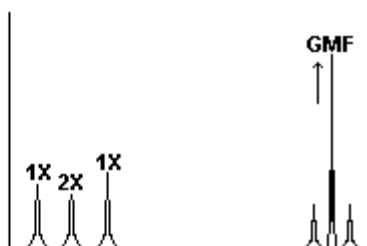
O indicador chave do Dente Gasto é a Frequência Natural da Engrenagem, junto com bandas laterais em volta dela, espaçadas na velocidade de operação da engrenagem em mau estado. A Frequência da Rede de Engrenagens pode mudar ou não em amplitude, embora ocorram bandas laterais de alta amplitude envolvendo GMF, em geral quando o desgaste é perceptível. As bandas laterais podem ser melhores indicadores do desgaste que as próprias frequências GMF.

ESPECTRO TÍPICO

RELAÇÃO DE FASES

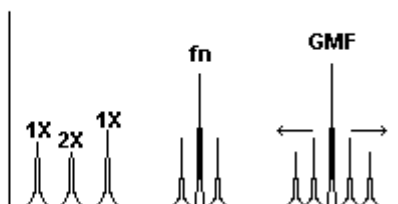
OBSERVAÇÕES

C - DENTE EM CARGA



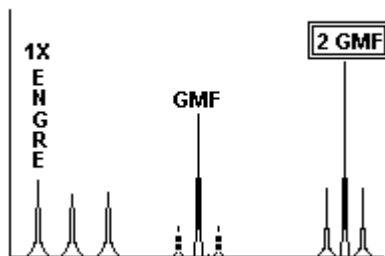
Frequências de Dentes de Engrenagens são muitas vezes sensíveis à carga. Altas amplitudes GMF não indicam necessariamente um problema, particularmente se as frequências de banda lateral se mantêm em nível baixo e as frequências naturais das engrenagens não são excitadas. **Cada análise deve ser executada com o sistema operando com carga máxima.**

D - ENGENHAGEM EXCENTRICA E EIXO FORA DE PARALELISMO



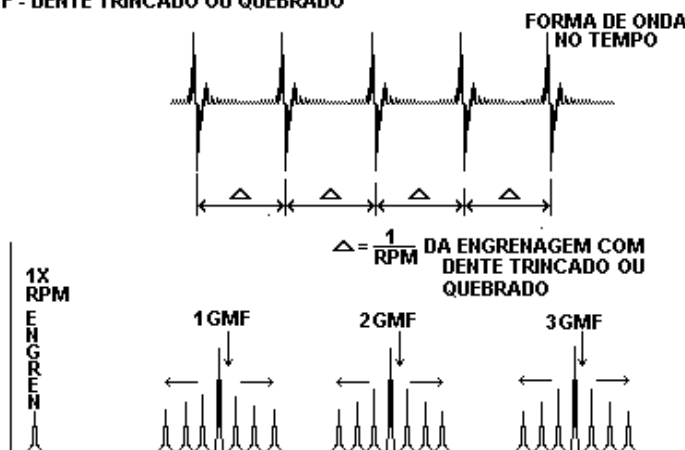
Bandas laterais de alta amplitude regularmente em volta de GMF sugerem muitas vezes excentricidade de engrenagem, folga, ou eixos não paralelos que permitem à rotação de uma engrenagem "modular" a velocidade de operação da outra. A engrenagem com o problema é indicada pelo espaçamento das frequências de banda lateral. Folga excessiva normalmente excita GMF e a Frequência Natural da Engrenagem, ambas tendo bandas laterais em 1X RPM. As amplitudes de GMF muitas vezes decrescem com o crescimento da carga, se o problema for de folga na engrenagem.

E - ENGENHAGEM DESALINHADA



O Desalinhamento da engrenagem quase sempre excita harmônicos de segunda ordem, ou de ordem mais alta de GMF, os quais terão banda lateral na velocidade de operação. Muitas vezes mostrarão somente pequena amplitude 1X GMF, mas níveis muito mais altos em 2X ou 3X GMF. É importante aumentar a escala de Frequência para capturar, ao menos o 2o. Harmônico (2GMF), utilizando-se o transdutor para Altas Frequências.

F - DENTE TRINCADO OU QUEBRADO



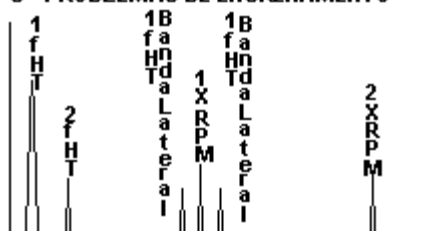
Um Dente Trincado ou Quebrado gerará uma amplitude alta em 1X RPM desta engrenagem e além disso excitará a Frequência Natural da Engrenagem (Fn) com a banda lateral em sua velocidade de operação. Ele é melhor detectado em Forma de Onda de Tempo, a qual mostrará uma ponta pronunciada cada vez que o dente com problema tentar engrenar nos dentes da engrenagem com que trabalha. O tempo entre impactos (?) corresponderá a 1/velocidade da engrenagem com problema. Amplitudes de Pontas de Impacto na Forma de Onda de Tempo habitualmente serão muito maiores que aquela de 1X RPM em FFT.

ESPECTRO TÍPICO

RELAÇÃO DE FASES

OBSERVAÇÕES

G - PROBLEMAS DE ENGENHAMENTO



$$f_{HT} = \frac{(GMF) (N_a)}{(T_{gear} (T_{pinion}))}$$

AONDE:

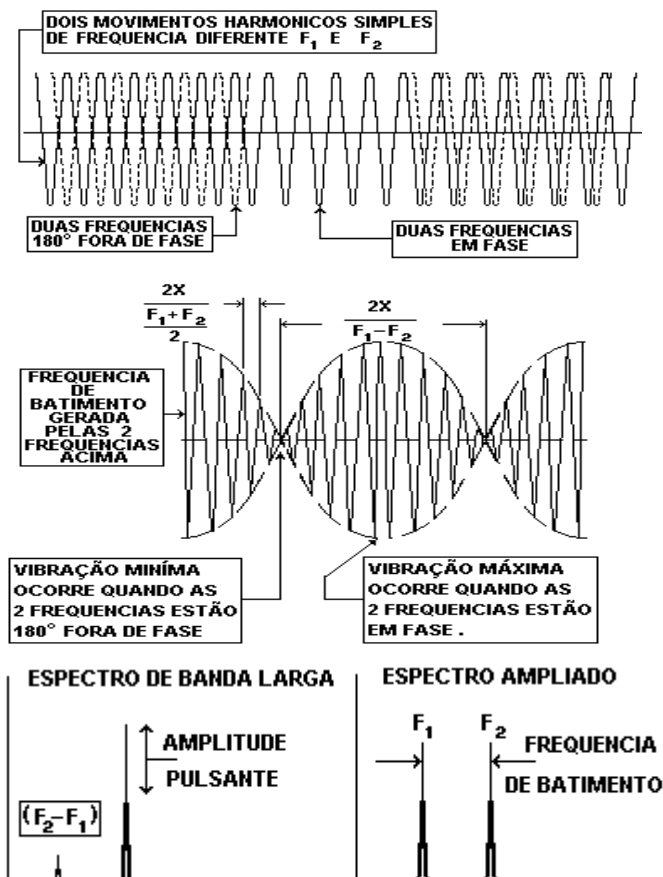
T_{gear} = No.DENTES ENGENHAGEM

T_{pinion} = No.DENTES PINHÃO

A Frequência de Dente Não Encaixado é particularmente efetiva para detectar defeitos, tanto na engrenagem como no pinhão, que provavelmente ocorreram durante a fabricação ou foram provocados pela má utilização. Ela pode causar vibrações bastante elevadas, mas enquanto isto ocorre em frequências baixas, predominantemente menores que 600 CPM, não é geralmente percebida. Um conjunto de engrenagens com este problema repetido de dente emite, normalmente, um som crescente a partir do equipamento. O máximo de defeito ocorre quando o pinhão defeituoso e os dentes da engrenagem engatam ambos ao mesmo tempo (em alguns equipamentos isto deverá ocorrer somente 1 vez cada 10 a 20 RPM, dependendo da fórmula HT).

Observe que TGEAR e TPINION referem-se respectivamente ao número de dentes da engrenagem e do pinhão. Na = número da única montagem de fases para uma dada combinação de dentes que é igual ao produto dos fatores primos comuns pelo número de dentes em cada engrenagem.

VIBRAÇÃO DE BATIMENTO



Uma Frequência de Batimento é o resultado de duas frequências muito próximas entrando e saindo de sincronismo, uma com a outra. O espectro de banda larga normalmente mostrará um pico pulsando para cima e para baixo. Quando se olha mais de perto nestes picos (espectro mais abaixo), vê-se dois picos muito próximos. A diferença entre estes dois picos ($F_1 - F_2$) é a Frequência de Batimento que aparece, ela mesma, no Espectro de Banda Ampla. A Frequência de Batimento não é comumente vista nas medições de faixa frequência normal, uma vez que ela tem como característica inerente ser uma frequência baixa, usualmente ficando numa faixa de aproximadamente 5 a 100 CPM. A vibração máxima se verificará quando a forma de onda no tempo de uma frequência (F_1) estiver em fase com a outra frequência (F_2). A vibração mínima ocorre quando as formas de onda destas duas frequências estiverem defasadas de 180°.

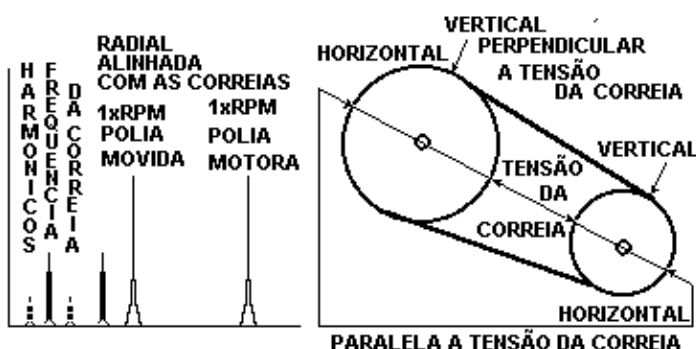
PROBLEMAS COM CORREIAS TRANSMISSORAS

A- CORREIAS DESEQUILBRADAS , FROUXAS OU SOLTAS

$$\text{FREQ. CORREIA} = \frac{3.142 \times \text{RPM POLIA} \times \text{DIAM.PRIM.}}{\text{COMPRIMENTO DA CORREIA}}$$

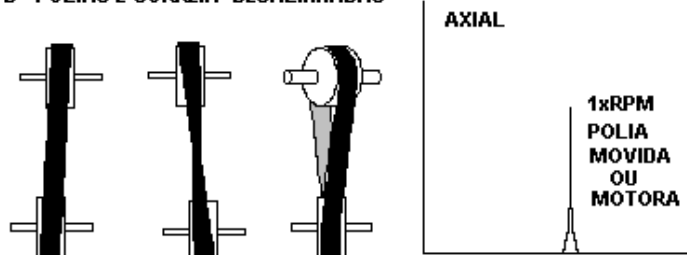
$$\text{FREQ. SINCRONISMO} = \text{FREQ. CORREIA} \times \text{No. DENTES DA CORREIA}$$

$$\text{FREQ. SINCRONISMO} = \text{RPM DA POLIA} \times \text{No. DENTES DA POLIA}$$



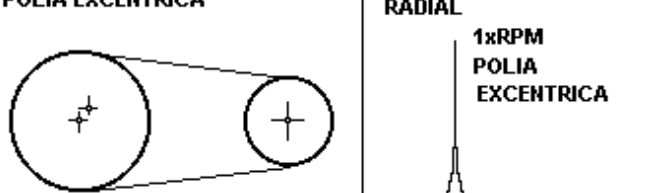
Frequências de correias estão abaixo tanto da RPM do motor como da RPM do equipamento acionado. Quando elas estão gastas, frouxas ou desiguais, elas causam normalmente frequências múltiplas, de 3 a 4, da Frequência da Correia. Muitas vezes à 2X a Frequência da Correia é o pico dominante. Amplitudes são normalmente instáveis, algumas vezes pulsando com a RPM do equipamento acionador ou do acionado. Em equipamentos com correias dentadas, o desgaste ou o desalinhamento da polia é indicada por altas amplitudes na Frequência da Correia Dentada.

B - POLIAS E CORREIA DESALINHADAS



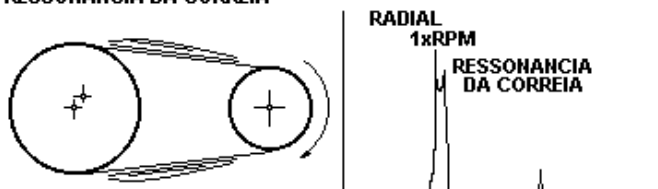
O Desalinhamento das polias produz alta vibração em 1X RPM, predominantemente na direção axial. A relação de amplitudes da RPM do acionador para a do acionado depende do local de obtenção dos dados, bem como da massa relativa e da rigidez da armação. Muitas vezes, com o Desalinhamento dos eixos, a vibração axial mais alta no motor ocorrerá a RPM do acionado (ex.: ventilador).

C - POLIA EXCÊNTRICA



Polias excêntricas ou desbalanceadas ocasionam alta vibração em 1X RPM da polia. A amplitude é normalmente mais elevada quando em linha com as correias, e poderá ser identificada nos mancais do acionador e do acionado. Algumas vezes é possível balancear polias excêntricas prendendo arruelas aos parafusos de fixação. Entretanto, mesmo balanceada, a excentricidade induzirá à vibração e à tensões de fadiga reversíveis na correia.

D - RESSONÂNCIA DA CORREIA

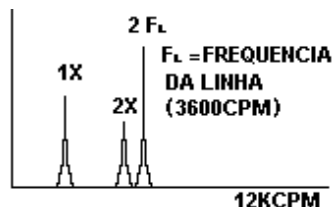


A Ressonância da Correia pode provocar amplitudes elevadas, se ocorrer que a Frequência Natural da Correia se aproxima ou coincide com a RPM do acionador ou da polia acionada. A Frequência Natural da Correia pode ser alterada tanto pela mudança da Tensão da Correia como do seu Comprimento. Ela pode ser detectada tencionando e depois reduzindo a tensão da correia enquanto se mede a resposta

nas polias ou nos mancais.

PROBLEMAS ELÉTRICOS

A - EXCENTRICIDADE DO ESTATOR LAMINAS EM CURTO FERRO SOLTO



Problemas no estator geram vibração alta em 2X a frequência da linha (2FL=120Hz). Problemas no estator produzem um espaço vazio estacionário desigual entre o Rotor e o Estator, o que produz uma alta vibração bem definida em frequência. O Air Gap Diferencial (Entre-ferro) não deve exceder 5% para motores de indução e 10% para motores síncronos. Pés amortecidos ou bases isoladas podem acarretar a excentricidade do estator. O ferro solto é devido à fragilidade ou a folga do suporte do estator. Lâminas do estator curto-circuitadas podem causar aquecimento localizado irregular, o que pode fazer curvar o eixo do motor, produzindo vibração induzida termicamente que pode crescer significativa mente ao longo do tempo de operação.

B-ROTOR EXCÊNTRICO AIR GAP VARIÁVEL

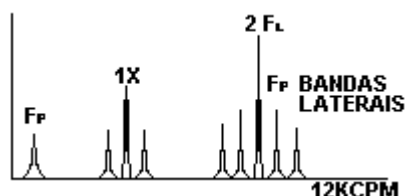
F_L = FREQUENCIA DA LINHA

N_s = VELOCIDADE SÍNCRONA = $\frac{120 F_L}{P}$

F_s = FREQ. ESCORREGAMENTO = $N_s \times \text{RPM}$

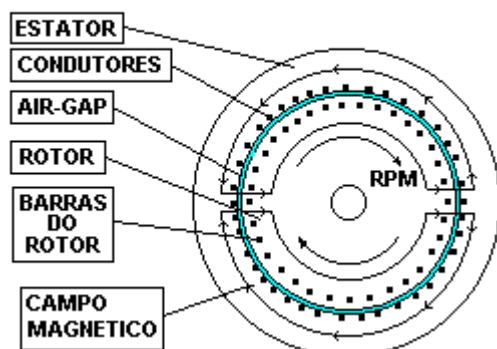
F_p = FREQUENCIA DE PASSAGEM DE POLOS = $F_s \times P$

P = No. POLOS

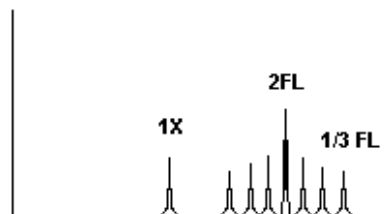


Rotores excêntricos produzem um Air Gap (entre-ferro) entre o rotor e o estator que induz à vibração pulsante (normalmente entre 2 FL e o harmônico da velocidade de operação mais próximo). Muitas vezes exige um "zoom" do espectro para separar 2FL e harmônicos da velocidade de operação. Rotores excêntricos geram 2 FL cercado de bandas laterais de Passagem de Pólo (FP), bem como bandas laterais em volta da velocidade de operação. A própria FP aparece em frequência baixa (Frequência de Passagem de Pólo = Frequência de Escorregamento X No.de Pólos). Valores comuns de FP vão de aproximadamente 20 a 120 CPM (.30 a 2.0 Hz).

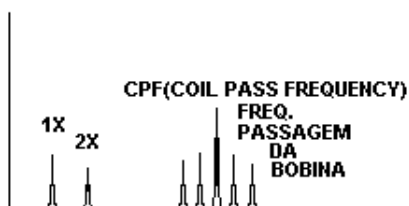
C - PROBLEMAS DE ROTORES



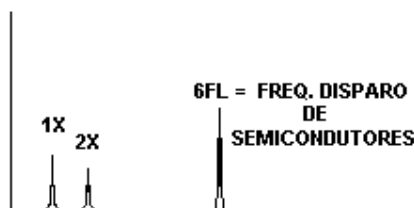
Anéis de Curto e/ou Barras de Rotor trincadas ou quebradas, Soldas ruins entre Barras e Anéis em curto, ou Laminas do Rotor Curto-circuitadas, produzirão alta vibração na velocidade de operação 1X com bandas laterais iguais à Frequência de Passagem de Pólo (FP) ou 2X Frequência de Sincronismo. Além disso, Barras de Rotor quebradas gerarão muitas vezes bandas laterais (FP ou 2Fs) em volta do terceiro, quarto e quinto harmônicos da velocidade de operação. Barras do rotor frouxas são indicadas por bandas laterais de espaçamento igual à 2xFrequência da Linha (2FL) em torno da Frequência de Passagem de Barras do Rotor (RBPF) e/ou seus Harmônicos (RBPF = Número de Barras x RPM). Muitas vezes causará níveis altos em 2 X RBPF, com apenas uma pequena amplitude em 1X RBPF).

**D - PROBLEMA DE FASE
(CONECTOR SOLTTO)**


Problemas de Fase devidos a conectores frouxos ou partidos podem causar uma vibração excessiva em 2 X da Frequência da Linha (2 FL), a qual terá bandas laterais em sua volta em 1/3 da Frequência da Linha (1/3 FL). Níveis em 2FL poderão ultrapassar 1.0 polegada/segundo se o problema não for corrigido. Isto será particularmente problemático se o conector defeituoso fechar e abrir contato periodicamente

**E - MOTORES SINCRONOS
(BOBINA ESTATOR SOLTIA)**


Bobinas do Estator frouxas, em motores síncronos, gerarão nitidamente alta vibração na Frequência de Passagem da Bobina (CPF), que é igual ao Número de Bobinas do Estator x RPM (No. Bobinas do Estator = No. Pólos x No. Bobinas/Polo). A Frequência de Passagem da Bobina terá em sua volta bandas laterais de 1 X RPM.

**F - PROBLEMAS MOTORES
CORRENTE CONTINUA**


Problemas em motores de CC podem ser detectados por amplitudes maiores que a normal na Frequência de Disparo de SCR (6FL) e seus harmônicos. Estes problemas incluem enrolamentos de campo partidos, SCR com mau funcionamento e conexões soltas. Outros problemas, inclusive fusíveis queimados ou soltos e cartões de controle em curto, podem causar picos de grande amplitude em Frequências da Linha de 1 X até 5X (3600 - 18000 CPM).

Tradução do Proven Method for Specifying both 6 Spectral Alarm Bands (3rd Edition) - Technical Associates of Charlotte